

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Výkonové parametry modelového čerpadla NS222 v závislosti na  
stočení výstupu oběžného kola

Performance Characteristics of the Model Pump NS222 Depending  
on the Impeller Trimming

Student:

Bc. Václav Novák

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Václav Novák**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: **Výkonové parametry modelového čerpadla NS222 v závislosti na  
stočení výstupu oběžného kola**  
**Performance Characteristics of the Model Pump NS222 Depending on  
the Impeller Trimming**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Stáčení oběžného kola umožňuje přizpůsobit parametry čerpadla požadavkům zákazníka. Se změnou výstupního průměru však dochází ke změně parametrů, pro jejichž přepočet jsou k dispozici vztahy, které neposkytují dostatečně přesné údaje. Na základě naměřených výkonových parametrů modelového čerpadla proveďte analýzu parametrů při stočení oběžného kola s cílem tyto vztahy upřesnit.

1. Popište funkci, princip činnosti a hlavní konstrukční části hydrodynamického radiálního čerpadla.
2. Proveďte teoretický rozbor dané problematiky včetně předpokladů a používaných přístupů, které se při přepočtu parametrů čerpadla aplikují.
3. Analyzujte naměřené výkonové parametry daného modelového čerpadla.
4. Posuďte možnost upřesnění přepočtových vztahů při stočení oběžného kola.

### Seznam doporučené odborné literatury:

BLÁHA, J., BRÁDA, K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. 745 str.

BRADA, K., HAVLÍNEK P. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Brno : NOEL 2000, Brno 2004, 296 str. ISBN 80-86020-43-6.

STRÝČEK, O. *Hydrodynamické čerpadlá*. 2. vyd. Bratislava: STU, 1994. 297 s. ISBN 80-227-0662-0.

PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.

BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. ISBN 0-19-856442-2 (Oxford University Press) [online] Datum poslední revize 6.11.2015. Dostupné z <<http://authors.library.caltech.edu/25019/3/pumbook.pdf>>

GÜLICH, J.F. *Centrifugal Pumps*. Second Edition, Springer, 2010, 964p ISBN 978-3-642-12823-3.

BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Datum poslední revize 11. 11. 2004. Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>

SIGMA GROUP a.s. *Současné trendy vývoje čerpací techniky*. Sborník vědecko technické konference. Lutín 2013. 147 str. ISBN 978-80-905478-0-3. Dostupné z <http://www.sigmagroup.cz/get.php?id=448>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry

---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....10.5.2016.....

.....Novák.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo
- беру на ве́домі, že Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 10.5.2016

Novák

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Václav Novák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Těšínská, 895

Šenov, 739 34

## **Poděkování**

Mé poděkování patří doc. Ing. Sylvii Drábkové, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování diplomové práce věnovala.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NOVÁK, V. *Výkonové parametry modelového čerpadla NS222 v závislosti na stočení výstupu oběžného kola: diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 64 s. Vedoucí práce: Drábková, S.

Diplomová práce se zabývá určením přesnějších přepočtových vztahů pro výpočet výkonových parametrů modelového čerpadla NS222 v závislosti na stočení výstupu oběžného kola. Součástí této práce je rešerše, která obsahuje současné možnosti výpočtu stočení oběžného kola, základní pravidla stáčení a následky po stočení oběžného kola. Hlavní část diplomové práce se zabývá výpočtem přesnějších přepočtových exponentů afinních vztahů.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

NOVÁK, V. *Performance Characteristics of the Model Pump NS222 Depending on the Impeller Trimming : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2016, 64 p. Thesis head: Drábková, S.

The thesis deals with determining more precise calculation laws for computation of performance of characteristics of the model pump NS222 depending on the trimming outlet impeller. The part of this thesis is a recherche, which includes the current possibilities of trimming impeller. The basic rules trimming and consequences after trimming the impeller. The main part of the thesis deals with more precise of calculation of equivalence exponents of affine laws.

## Obsah

|   |    |
|---|----|
| Seznam použitých značek a symbolů .....   | 9  |
| Seznam použitých zkratk .....   | 11 |
| Úvod.....   | 12 |
| 1 Hydrodynamická čerpadla .....   | 13 |
| 2 Hydrodynamická podobnost .....  | 14 |
| 2.1 Kinematické poměry v radiálním oběžném kole .....                                     | 14 |
| 2.2 Podmínky hydrodynamické podobnosti.....   | 16 |
| 2.3 Měrné otáčky.....   | 17 |
| 2.4 Charakteristika čerpadla .....  | 20 |
| 2.4.1 Stabilita a nestabilita charakteristiky .....                                       | 21 |
| 3 Stočení oběžného kola .....   | 22 |
| 3.1 Regulace čerpacího systému .....  | 22 |
| 3.2 Způsoby stáčení oběžného kola .....   | 23 |
| 3.3 Doporučení pro stáčení oběžných kol .....   | 24 |
| 3.4 Důsledky po stočení oběžného kola .....   | 25 |
| 3.5 Afinní vztahy.....  | 26 |
| 3.6 Úprava lopatky na výstupu oběžného kola .....   | 30 |
| 4 Vlastní řešení výpočtu stočení radiálního oběžného kola modelového čerpadla NS222 ..... | 31 |
| 4.1 Popis modelového čerpadla NS222 .....   | 31 |
| 4.2 Naměřené parametry modelového čerpadla NS222 pro různá stočení .....                  | 33 |
| 4.3 Výpočet měrných otáček.....   | 39 |
| 4.4 Víceparametrická regrese .....  | 40 |
| 4.5 Výpočet pomocí afinních vztahů .....  | 44 |
| 4.6 Výpočet pomocí normy .....  | 48 |
| 4.7 Výpočet pomocí opravných exponentů afinních vztahů .....                              | 51 |
| 4.8 Porovnání řešených variant výpočtů .....  | 59 |
| Závěr .....   | 61 |
| Seznam použité literatury .....   | 63 |
| Seznam příloh .....   | 64 |



# Seznam použitých značek a symbolů

| Označení  | Měřicí jednotka                    | Význam  |
|-----------|------------------------------------|---|
| $D$       | [m]                                | průměr oběžného kola                              |
| $D_1$     | [m]                                | průměr oběžného kola na vstupu                    |
| $D_2$     | [m]                                | průměr oběžného kola na výstupu                   |
| $D_2'$    | [m]                                | průměr stočeného oběžného kola na výstupu         |
| $Eu$      | [1]                                | Eulerovo kritérium                                |
| $Fr$      | [1]                                | Froudovo kritérium                                |
| $H$       | [m]                                | dopravní výška                                    |
| $H'$      | [m]                                | dopravní výška stočeného oběžného kola            |
| $H_0$     | [m]                                | dopravní výška v závěrném bodě                    |
| $H_{opt}$ | [m]                                | dopravní výška v pracovním bodě                   |
| $L_D$     | [m]                                | délka díla  |
| $L_M$     | [m]                                | délka modelu                                      |
| $M$       | [Nm]                               | moment oběžného kola                              |
| $M'$      | [Nm]                               | moment stočeného oběžného kola                    |
| $P$       | [W]                                | příkon  |
| $P'$      | [W]                                | příkon stočeného oběžného kola                    |
| $P_0$     | [W]                                | příkon v závěrném bodě                            |
| $P_h$     | [W]                                | hydraulický výkon                                 |
| $P_h'$    | [W]                                | hydraulický výkon po stočení oběžného kola        |
| $Q$       | [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | průtok  |
| $Q'$      | [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | průtok stočeného oběžného kola                    |
| $Q_{opt}$ | [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ] | průtok v pracovním bodě                           |
| $Re$      | [1]                                | Reynoldsovo kritérium                             |
| $Sh$      | [1]                                | Strohalovo kritérium                              |
| $Y$       | [J·kg <sup>-1</sup> ]              | měrná energie                                     |
| $Y'$      | [J·kg <sup>-1</sup> ]              | měrná energie stočeného oběžného kola             |
| $Y_t$     | [J·kg <sup>-1</sup> ]              | teoretická měrná energie                          |
| $c_u$     | [m·s <sup>-1</sup> ]               | hybná rychlost                                    |
| $c_{u1}$  | [m·s <sup>-1</sup> ]               | hybná rychlost na vstupu do oběžného kola         |
| $c_{u2}$  | [m·s <sup>-1</sup> ]               | hybná rychlost na výstupu z oběžného kola         |
| $c_{u2}'$ | [m·s <sup>-1</sup> ]               | hybná rychlost na výstupu stočeného oběžného kola |
| $g$       | [m·s <sup>-2</sup> ]               | tíhové zrychlení                                  |

|              |                        |   |
|--------------|------------------------|---|
| $m_{02}$     | [1]                    | opravný exponent pro dopravní výšku v závěrném bodě                   |
| $m_{03}$     | [1]                    | opravný exponent pro příkon v závěrném bodě                           |
| $m_1$        | [1]                    | opravný exponent pro průtok   |
| $m_2$        | [1]                    | opravný exponent pro dopravní výšku                                   |
| $m_3$        | [1]                    | opravný exponent pro příkon   |
| $m_4$        | [1]                    | opravný exponent pro účinnost   |
| $m_D$        | [kg]                   | hmotnost díla   |
| $m_M$        | [kg]                   | hmotnost modelu   |
| $n$          | [s <sup>-1</sup> ]     | otáčky  |
| $n_q$        | [min <sup>-1</sup> ]   | měrné objemové otáčky   |
| $n_q^*$      | [s <sup>-1</sup> ]     | rychloběžnost   |
| $n_s$        | [min <sup>-1</sup> ]   | měrné specifické otáčky   |
| $p$          | [1]                    | parametr snížení výkonu v důsledku konečného počtu lopatek            |
| $t$          | [s]                    | čas   |
| $t_D$        | [s]                    | čas díla  |
| $t_M$        | [s]                    | čas modelu  |
| $u$          | [m·s <sup>-1</sup> ]   | unášivá rychlost kapaliny   |
| $u_1$        | [m·s <sup>-1</sup> ]   | unášivá rychlost kapaliny na vstupu do oběžného kola                  |
| $u_2$        | [m·s <sup>-1</sup> ]   | unášivá rychlost kapaliny na výstupu z oběžného kola                  |
| $u_2'$       | [m·s <sup>-1</sup> ]   | unášivá rychlost kapaliny na výstupu stočeného oběžného kola          |
| $w$          | [m·s <sup>-1</sup> ]   | relativní rychlost kapaliny   |
| $x$          | [m]                    | délkový rozměr  |
| $\alpha$     | [°]                    | úhel mezi vektorem absolutní rychlosti a vektorem unášivé rychlosti   |
| $\beta$      | [°]                    | úhel mezi vektorem relativní rychlosti a vektorem relativní rychlosti |
| $\eta$       | [%]                    | účinnost  |
| $\eta'$      | [%]                    | účinnost po stočení oběžného kola                                     |
| $\eta_h$     | [%]                    | hydraulická účinnost  |
| $\eta_{opt}$ | [%]                    | účinnost pracovního bodu  |
| $\lambda$    | [1]                    | modul délky   |
| $\mu$        | [1]                    | modul hmotnosti   |
| $\pi$        | [1]                    | Ludolfovo číslo   |
| $\rho$       | [kg·m <sup>-3</sup> ]  | hustota kapaliny  |
| $\tau$       | [1]                    | modul času  |
| $\omega$     | [rad·s <sup>-1</sup> ] | úhlová rychlost   |

## Seznam použitých zkratek

|          |   |
|----------|---|
| $NPSH_3$ | čistá kladná nátoková výška, při které dochází k poklesu dopravní výšky o 3 % |
| $NPSH_R$ | čistá kladná nátoková výška požadovaná  |
| O.K.     | oběžné kolo   |

## Úvod

Odstředivá čerpadla slouží na zdvihání a dopravu různých newtonských i nenewtonských látek, například, vody, oleje, kyseliny, kalů, splašků, malty, betonu atd. Nejčastěji jsou využívána k čerpání vody užitkové nebo pitné.

Široké uplatnění odstředivých čerpadel v různých odvětvích zvyšuje jejich poptávku na trhu. Každý zákazník má jiné požadavky na parametry čerpadla, což vede k tomu, že pro každou jinou aplikaci a jiného zákazníka, by muselo být vyrobeno nové čerpadlo s požadovanými parametry. Tento způsob je v praxi velmi časově i finančně náročný a tudíž neekonomický, proto výrobci čerpadel vyrábějí čerpadla naddimenzovaná a podle požadavků zákazníka se toto čerpadlo upraví na požadované parametry. Tato úprava spočívá ve stočení oběžného kola čerpadla, což vede k poklesu parametru jako je měrná energie  $Y$ , průtok  $Q$ , příkon  $P$  a účinnost  $\eta$ .

V praxi se využívá univerzálních přepočtových afinních vztahů, které bohužel ve většině případu nejsou přesné a po stočení čerpadla jsou parametry velmi odlišné od těch požadovaných.

Diplomová práce se zabývá stočením oběžného kola modelového čerpadla NS222 a změnou jeho parametrů po stočení. První část je věnovaná popisu hydrodynamického čerpadla, dále hydrodynamické podobnosti, od které jsou následně odvozeny afinní vztahy. V další části jsou popsány způsoby, doporučení a důsledky stáčení.

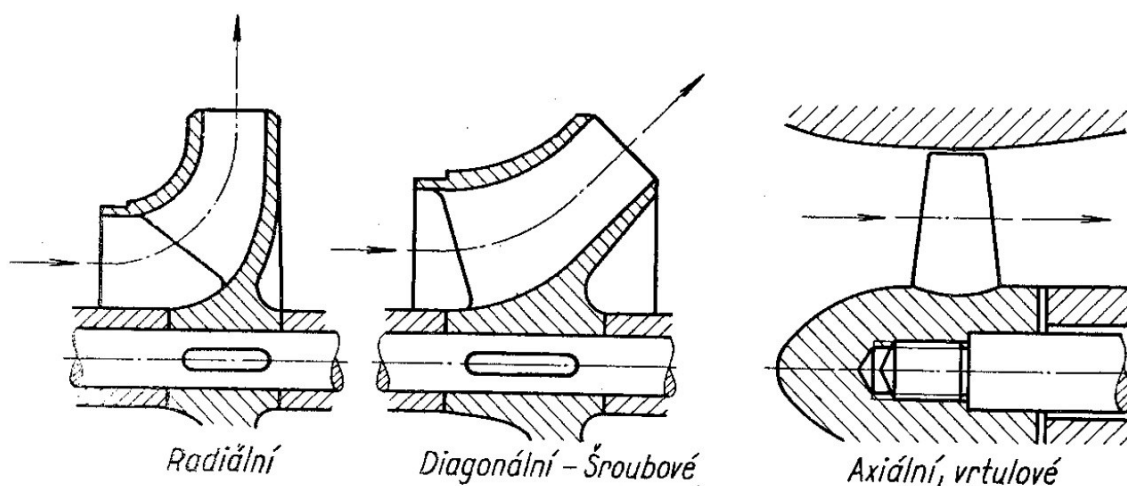
Hlavní část práce je věnována popisu řešeného modelového čerpadla NS222, jehož charakteristiky byly měřeny pro 5 hodnot výstupního průměru. Cílem této diplomové práce bylo určení přesnějších přepočtových vztahů pro určení charakteristik modelového čerpadla NS222 v závislosti na stočení výstupního průměru oběžného kola.

# 1 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla pracují na principu přeměny mechanické energie na energii tlakovou nepřímo a to zprostředkovaně přes změnu kinetické energie. Tato dvojitá přeměna způsobuje celkové snížení účinnosti hydrodynamického čerpadla na rozdíl od čerpadel hydrostatických. U těchto čerpadel je typickým znakem kontinuální proudění kapaliny, protože kanály oběžného kola jsou propojeny se vstupní a výstupní částí čerpadla. Tyto čerpadla pracují s větším počtem otáček, a proto mají menší rozměry a hmotnost, jsou levnější a zvládnou i velké průtoky. [2] [5] [7] [9]

## Rozdělení hydrodynamických čerpadel podle směru proudění kapaliny v oběžném kole:

[5]



Obr. 1.1 Oběžná kola čerpadel podle směru proudění kapaliny v oběžném kole [9]

- Čerpadlo radiální – kapalina do oběžného kola vstupuje axiálně (rovnoběžně s osou rotace) a vystupuje z oběžného kola radiálně (kolmo na osu rotace)
- Čerpadlo diagonální – kapalina do oběžného kola vstupuje axiálně a vystupuje diagonálně (šikmo k ose rotace)
- Čerpadlo axiální – kapalina do oběžného kola vstupuje axiálně a vystupuje axiálně

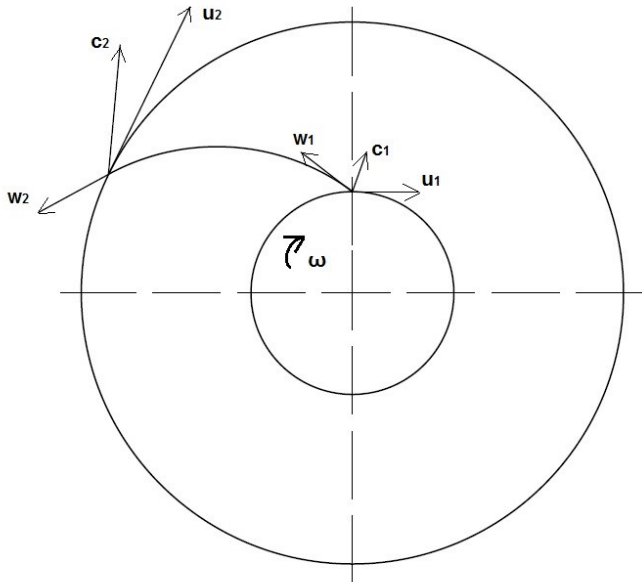
Přesnějším kritériem rozdělení čerpadel a jejich klasifikace jsou jejich měrné otáčky, které jsou popsány v další kapitole.

## 2 Hydrodynamická podobnost

Hydrodynamická podobnost se v praxi využívá jako prostředek k třídění různých typů hydraulických strojů a také se využívá při experimentálních měřeních v laboratořích, kde se zkoumají modely nejrůznějších strojů a zařízení. Hodnoty kritérií hydrodynamické podobnosti získané experimentálním měřením se využívají při konstrukci hydraulických strojů při návrhu průtočných částí stroje. Hydrodynamická podobnost je součástí mechanické podobnosti, která je součástí fyzikální podobnosti. [5][7]

### 2.1 Kinematické poměry v radiálním oběžném kole

Přeměna mechanické energie na energii hydraulickou probíhá prostřednictvím oběžného kola. Přeměna je nepřímá, kde se mechanická energie přemění na kinetickou a pak na hydraulickou. Kinematické poměry oběžného kola jsou zobrazeny na obr. 2.1, kde přeměna mechanické energie na energii hydraulickou začíná na vstupní hraně lopatky označené indexy 1 a končí na výstupní hraně lopatky označené indexy 2. [5]



Obr. 2.1 Kinematické poměry oběžného kola radiálního čerpadla

Kinematické poměry jsou popsány těmito rychlostmi:  $c$  – absolutní rychlost kapaliny,  $w$  – relativní rychlost kapaliny,  $u$  – unášivá rychlost kapaliny (obvodová). Vektorovým součtem dostaneme rychlostní trojúhelník: [5]

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

Vektor unášivé rychlosti tvoří základnu rychlostního trojúhelníku, kde vektor absolutní rychlosti spolu s vektorem unášivé rychlosti svírá úhel  $\alpha$  a vektor relativní rychlosti svírá úhel  $\beta$  viz obr. 2.2.

Důležitými doplňujícími vektory jsou složky absolutní rychlosti navzájem kolmé:  $\bar{c}_m$  – meridiánová rychlost (leží v rovině meridiánového řezu oběžného kola a je kolmá na vektor rychlosti  $\bar{u}$ ).  $\bar{c}_u$  – hybná složka absolutní rychlosti. [5]

Meridiánová rychlost  $c_m$  definuje průtok oběžným kolem dle rovnice kontinuity:

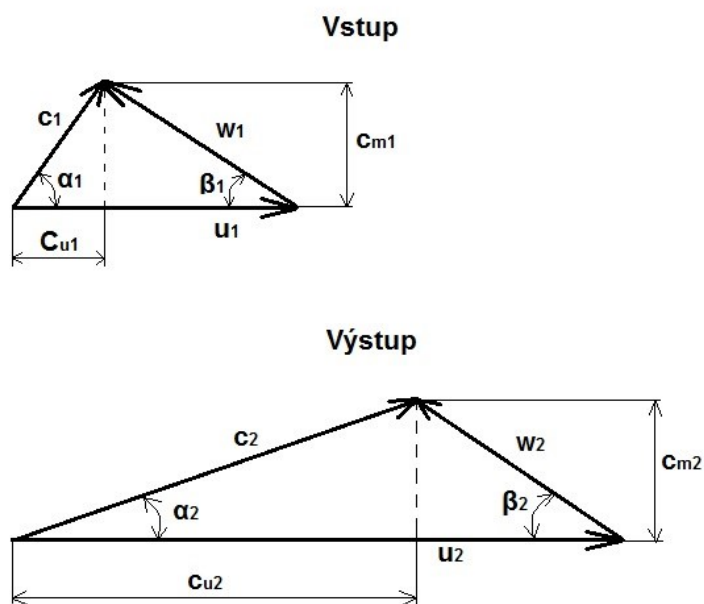
$$Q = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.2)$$

kde:  $D$  – průměr oběžného kola

$b$  – šířka oběžného kola

Hybná rychlost  $c_u$  definuje měrnou energii kapaliny podle věty o změně hybnosti, jedná se o Eulerovu čerpadlovou rovnici pro nekonečný počet lopatek a pro ideální tekutinu:

$$Y_t = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.3)$$



Obr. 2.2 Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu oběžného kola

Z rychlostního trojúhelníku lze vyjádřit:

$$c_m = c \cdot \sin \alpha \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.4)$$

$$c_u = c \cdot \cos \alpha \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.5)$$

Skutečná energie čerpadla bude nižší v důsledku konečného počtu lopatek a vazkosti kapaliny:

$$Y = \frac{Y_t}{1+p} \eta_h \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (2.6)$$

kde  $p$  je parametr snížení výkonu v důsledku konečného počtu lopatek a  $\eta_h$  je hydraulická účinnost.

## 2.2 Podmínky hydrodynamické podobnosti

Při zkoumání hydrodynamické podobnosti jsou zkoumány podmínky podobnosti hydrodynamických jevů mezi *modelem* a *dílem* v sobě odpovídajících bodech, časech a ostatních fyzikálních veličinách zkoumaného jevu. Tyto podmínky jsou zachyceny v sobě odpovídajících si modulech [5]:

$$\text{modul délky} \quad \lambda = \frac{L_D}{L_M} [1] \quad (2.7)$$

$$\text{modul času} \quad \tau = \frac{t_D}{t_M} [1] \quad (2.8)$$

$$\text{modul hmotnosti} \quad \mu = \frac{m_D}{m_M} [1] \quad (2.9)$$

kde:  $L$  – délka,  $t$  – čas,  $m$  – hmotnost, index  $D$  – dílo, index  $M$  – model

Rozlišují se tři základní složky hydrodynamické podobnosti a těmi jsou geometrická podobnost, kinematická podobnost a dynamická podobnost. Následující složky podobnosti musí zahrnovat složku předchozí. To znamená, že kinematická podobnost má nutnou, ale nepostačující podmínku v geometrické podobnosti a dynamická podobnost musí splňovat podmínku podobnosti kinematické. [5]

Geometrická podobnost – tato podmínka je nezbytně nutná. Vyjadřuje lineární transformaci délek mezi modelem a dílem, kde musí být zahrnuta i drsnost povrchu hydrodynamicky aktivních ploch. Geometrická podobnost se definuje pomocí modulů délek:

$$\lambda = \frac{L_D}{L_M} = konst. \quad [1] \quad (2.10)$$

Konstanta je geometrickým měřítkem mezi dílem a modelem. Hodnota  $\lambda$  je vyjádřena pomocí délky, která charakterizuje tvar vyšetřovaného objektu např. průměr oběžného kola.



Kinematická podobnost – tato podmínka je splněna při geometrické podobnosti vektorového pole rychlosti kapaliny u modelu a díla. Pro sobě odpovídající si body obou vektorových polí je modul rychlosti konstantní:

$$\lambda \cdot \tau^{-2} = konst. \quad [1] \quad (2.11)$$

Podmínka kinematické podobnosti nebývá dodržena v blízkosti obtékaných stěn, kde se uplatňuje smykové napětí v kapalině.

Dynamická podobnost – Tato podmínka vyžaduje geometrickou podobnost vektorového pole působících sil na model a dílo. Tato podmínka je splněna za předpokladu, jestliže poměr sobě odpovídajících si sil působících na model a dílo je stálý. To znamená, že převodový součinitel sil je konstantní:

$$\mu \cdot \lambda \cdot \tau^{-2} = konst. \quad [1] \quad (2.12)$$

## 2.3 Měrné otáčky

Měrné otáčky slouží jako porovnávací kritérium, které vychází z hydrodynamické podobnosti. Na základě měrných otáček jsme schopni porovnat čerpadla různých velikostí podle základních parametrů  $Q$  – průtoku [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $Y$  – měrné energie [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],  $n$  – otáček [ $\text{min}^{-1}$ ]. Dále jsme schopni podle měrných otáček přiřadit k požadovaným parametrům odstředivého čerpadla optimální typ oběžného kola při nejvyšší účinnosti viz obr.2.3. Předpokladem je, že z hlediska hydrodynamické podobnosti jsou v čerpadle setrvačné síly, tlakové síly, tíhové síly, třecí síly a impulsní síly. Z těchto sil můžeme sestavit čtyři podobnostní kritéria (číslo) a to  $Eu$  – Eulerovo kritérium,  $Re$  – Reynoldsovo kritérium,  $Fr$  – Froudovo kritérium a  $Sh$  – Strouhalovo kritérium. Není možné splnit všechna podobnostní kritéria, proto budeme předpokládat, že hlavními podobnostními kritérii bude Froudovo (dynamická podobnost) a Strouhalovo kritérium (kinematická podobnost). [2][7]

Obě dvě podobnostní čísla dáme do vztahu s parametry hydraulických strojů –  $Q$  průtok,  $H$  dopravní výška nebo  $Y$  měrnou energii. Budeme vycházet z definice Strouhalova čísla:

$$Sh = \frac{c \cdot t}{x} \quad [1] \quad (2.13)$$

kde za čas  $t$  se dosadí otáčky  $n$  ( $\text{s}^{-1}$ ) a za charakteristický délkový rozměr  $x$  průměr oběžného kola  $D$ , nebo lze dosadit za obě veličiny obvodovou rychlost oběžného kola  $u \approx n \cdot D$ . Pak Strouhalovo číslo je:

$$Sh = \frac{c}{u} \quad [1] \quad (2.14)$$

tento vztah vyjadřuje úměrnost absolutní rychlosti  $c$  a unášivé rychlosti  $u$  v rychlostním trojúhelníku oběžného kola čerpadla.

Pokud je Froudovo číslo definované podle vztahu:

$$Fr = \frac{c}{\sqrt{g \cdot H}} \Rightarrow c = Fr \sqrt{g \cdot H} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.15)$$

pak po úpravě dostaneme vztah:

$$Sh = \frac{Fr \cdot \sqrt{g \cdot H}}{u} = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{u} \quad [1] \quad (2.16)$$

odkud vyjádříme obvodovou rychlost:

$$u = \frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{Sh} \approx n \cdot D \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.17)$$

Průměr oběžného kola  $D$  souvisí s průtokem  $Q$  u geometricky podobných hydrodynamických strojů:

$$Q \approx D^2 \cdot c = D^2 \cdot Fr \cdot \sqrt{Y} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.18)$$

odkud vyjádříme průměr oběžného kola  $D$ :

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Fr \cdot \sqrt{Y}}} \quad [m] \quad (2.19)$$

výraz (2.19) dosadíme do rovnice (2.17) a dostaneme:

$$\frac{Fr \cdot \sqrt{Y}}{Sh} = n \cdot \sqrt{\frac{Q}{Fr \cdot \sqrt{Y}}} \quad (2.20)$$

odkud vyjádříme otáčky  $n$  ( $s^{-1}$ )

$$n = \frac{Fr^{1,5} \cdot Y^{0,75}}{Sh \cdot Q^{0,5}} \quad [s^{-1}] \quad (2.21)$$

pokud jsou hlavní parametry hydrodynamického stroje  $Q=1 \text{ m}^3 \cdot s^{-1}$  a  $Y=1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ , pak z rovnice (2.21) dostaneme výraz:

$$n_q^* = \frac{Fr^{1,5}}{Sh} \quad [s^{-1}] \quad (2.22)$$

Vydělíme-li rovnici (2.22) rovnicí (2.21), potom pro měrné otáčky bude platit vztah:

$$n_q^* = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad [s^{-1}] \quad (2.23)$$

V této rovnici se Froudovo a Strouhalovo kritérium krátilo, protože jsme předpokládali hydrodynamickou podobnost mezi hydrodynamickým strojem a otáčkami  $n_q^*$  a mezi hydrodynamickým strojem s otáčkami  $n$ , potom platí podobnostní kritérium  $Fr = \text{konst.}$  A  $Sh = \text{konst.}$

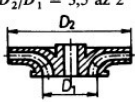
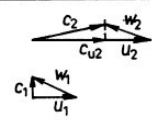
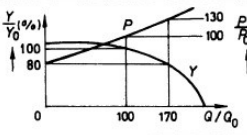
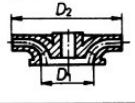
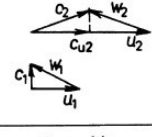
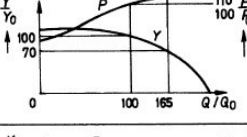
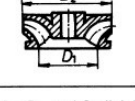
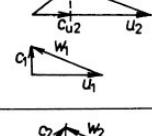
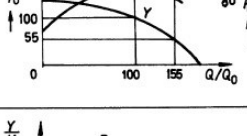
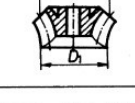
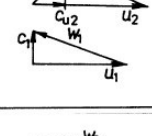
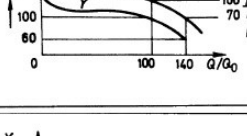

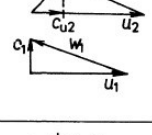
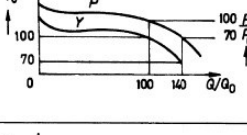
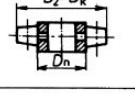
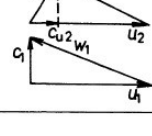
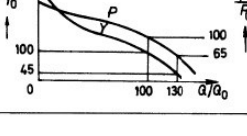
V některých literaturách, kde se používá technická soustava jednotek je vztah:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad [min^{-1}] \quad (2.24)$$

$$n_q = 333,3 \cdot n_q^* \quad [min^{-1}] \quad (2.25)$$

Původní definice měrných otáček s označením  $n_s$  se vztahuje k jednotkovému výkonu turbíny 1 ks (koňská síla) a spád  $H=1$  m, pak je přepočtový vztah:

$$n_s = 3,65 \cdot n_q = 1200 \cdot n_q^* \quad [min^{-1}] \quad (2.26)$$

| Měrné otáčky $n_q$<br>( $min^{-1}$ ) | Typ oběžného<br>kola                | Meridiánový řez<br>oběžným kolem   | Výstupní a vstupní<br>rychlostní trojúhelníky  | Charakteristiky čerpadla  |
|--------------------------------------|-------------------------------------|--|--|---|
| 10 až 30                             | radiální                            | $D_2/D_1 = 3,5$ až 2<br>  |  |  |
| 22 až 60                             | radiální se zborcenými<br>lopatkami | $D_2/D_1 = 2$ až 1,5<br>  |  |  |
| 50 až 70                             | Francisovo                          | $D_2/D_1 = 1,5$ až 1,3<br>                                      |  |  |
| 70 až 120                            | diagonální                          | $D_2/D_1 = 1,2$ až 1,1<br>                                      |  |  |
| 60 až 135                            | diagonální vrtulové                 | $D_2/D_n = 1,25$ až 1,9<br>$\psi = 70^\circ$ až $120^\circ$<br> |  |  |
| 110 až 410                           | axiální vrtulové                    | $D_2/D_n = 1,6$ až 2,4<br>                                      |  |  |

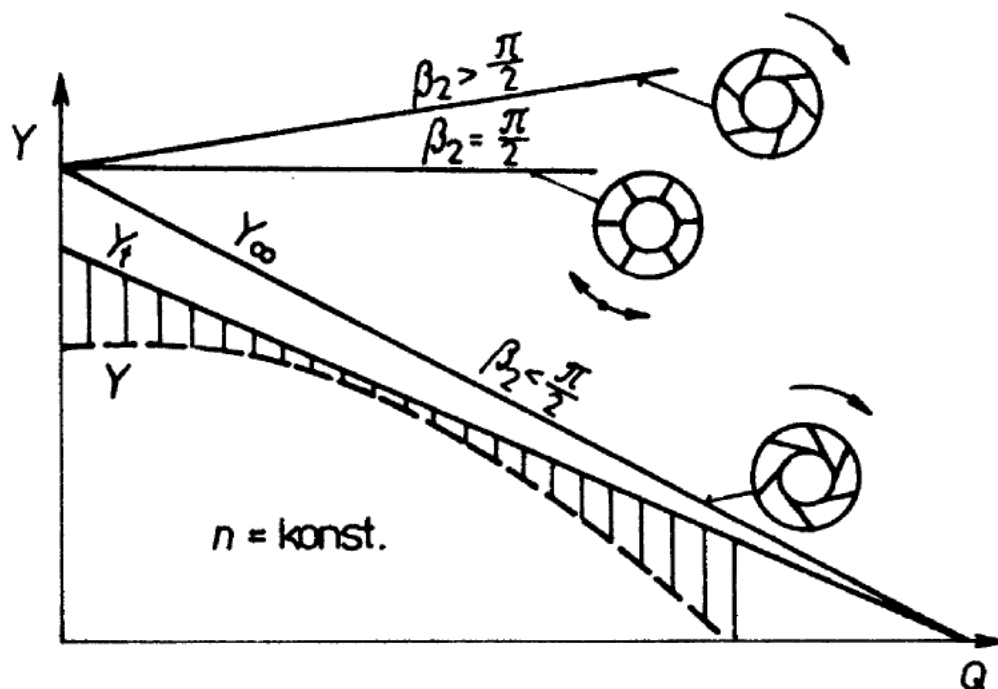
Obr. 2.3 Vliv měrných otáček  $n_q$  na tvar oběžných kol hydrodynamických čerpadel [5]

## 2.4 Charakteristika čerpadla

Charakteristikou čerpadla nazýváme závislost měrné energie  $Y$  na průtoku  $Q$ , příkonu  $P$  na průtoku  $Q$ , účinnosti  $\eta$  na průtoku  $Q$  a to při konstantních otáčkách  $n$ .

Hlavní charakteristikou je  $Y$ - $Q$  charakteristika, která popisuje základní parametry čerpadla v závislosti průtoku  $Q$  na měrné energii  $Y$ , při konstantních otáčkách čerpadla  $n$ . V praxi se skutečná  $Y=f(Q)$  charakteristika určuje experimentálním měřením. Pro idealizované poměry čerpadla se analytický vztah  $Y_{\infty}=f(Q)$  označuje jako teoretická charakteristika.[5] [2]

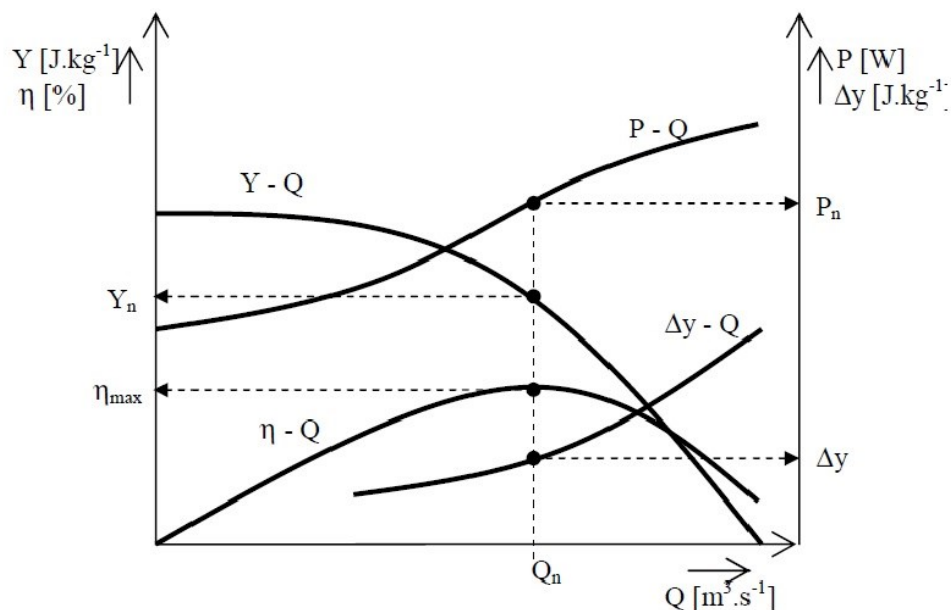
Hlavním parametrem ovlivňující sklon teoretické charakteristiky je výstupní úhel  $\beta_2$ , protože rozmezí vstupního úhlu  $\beta_1$  je omezeno kavitací. Čím je úhel  $\beta_2$  větší, tím je teoretická charakteristika čerpadla strmější (viz obr. 2.4), to způsobuje snížení stability provozu čerpadla.[5] [2]



Obr. 2.4 Teoretická charakteristika radiálního hydrodynamického čerpadla [5]

Skutečná  $Y=f(Q)$  charakteristika se odchyluje od teoretické charakteristiky vlivem ztrát (vyznačena na obr. 2.4 vyšrafovaná oblast).

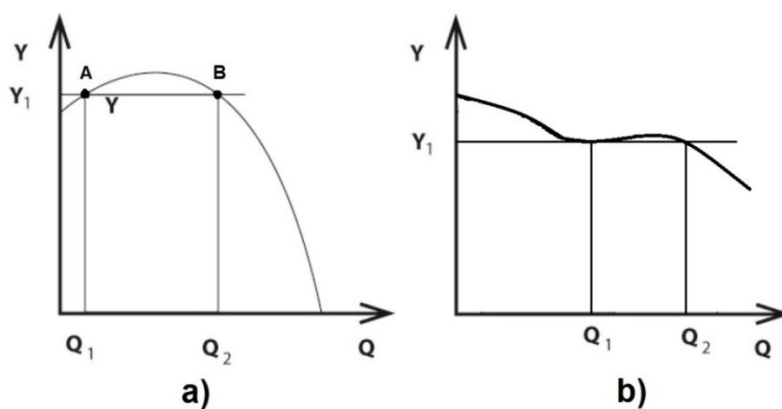
Charakteristika se většinou doplňuje křivkou příkonu  $P$ - $Q$ , celkovou účinností  $\eta$ - $Q$  a někdy kavitační výškou  $\Delta y$ - $Q$  viz obr. 2.5.



Obr. 2.5 Příklad charakteristik hydrodynamického čerpadla při konstantních otáčkách [3]

### 2.4.1 Stabilita a nestabilita charakteristiky

Tvar charakteristiky čerpadla, jak můžeme vidět na obr. 2.4 vyznačeně čárkovaně, často nebývá dodržen, protože se vyskytují menší či větší odchylky. Nestabilní charakteristika se vyznačuje nárůstem měrné energie  $Y$  v závislosti na měnícím se průtoku  $Q$  viz obr. 2.6 a). Tento nárůst se ve většině případu nestabilní charakteristiky objevuje v okolí závěrného bodu, ale mohou se vyskytnout i případy, kdy v charakteristice vznikne proláklina viz obr. 2.6 b). Uplatňují se zde vlivy detailů konstrukce čerpadel, které ještě nejsou zcela vyjasněné. Tvar charakteristické křivky není vždy úplně podmíněn jen tvarem oběžného kola, vstupují zde vlivy prostoru za oběžným kolem, rozváděč, spirála apod. [8]



Obr. 2.6 Nestabilní  $Y=f(Q)$  charakteristika, a) v okolí závěrného bodu, b) proláklina

### 3 Stočení oběžného kola

Z ekonomických důvodů daný rozměr čerpadla pokrývá určitý výkonový rozsah. Pak lze poměrně jednoduchou operací (osoustružením) oběžného kola čerpadla získat čerpadlo, které odpovídá našim požadavkům bez potřeby zbytečného plýtvání energií škrcením. Je to jeden ze způsobů, jak lze dosáhnout požadovaných parametrů čerpadla. Stočení oběžného kola je nevratný proces, kdy se parametry čerpadla změni osoustružením vnějšího obvodu radiálního oběžného kola  $D_2$ . [1]

#### 3.1 Regulace čerpacího systému

Úprava charakteristiky pro různé čerpací systémy je nezbytná u mnoha aplikací. Důvodem regulace čerpadel je dosažení optimálních provozních parametrů čerpacího systému požadované zákazníkem. K nesouladu mezi pracovním stavem čerpadla a jeho optimálními provozními parametry může docházet z těchto důvodů [2]:

- z dané řady čerpadel, které jsou odstupňovány podle dopravní výšky i průtoku, není možné vybrat čerpadlo, které by svými parametry přesně odpovídalo požadovaným parametrům,
- byla špatně stanovena dopravní výška potrubního systému, kdy ztráty v potrubí byly ve výpočtu nadhodnoceny, což má za příčinu provoz čerpadla v kavitačním režimu,
- čerpadlo dodává větší průtok než je požadovaný, protože bylo zvoleno čerpadlo z typové řady příliš velké,
- průtok čerpadla je proměnný, při tom kolísá statická dopravní výška (podíl hydraulických odporů potrubního systému je malý)

Mezi nejpoužívanější způsoby regulace čerpadel se v praxi používá [3]:

- Skoková regulace
- Spojitá regulace
- Trvalá změna výkonu

Skoková regulace se realizuje spouštěním nebo vypínáním jednotlivých čerpadel řazených paralelně nebo sériově.

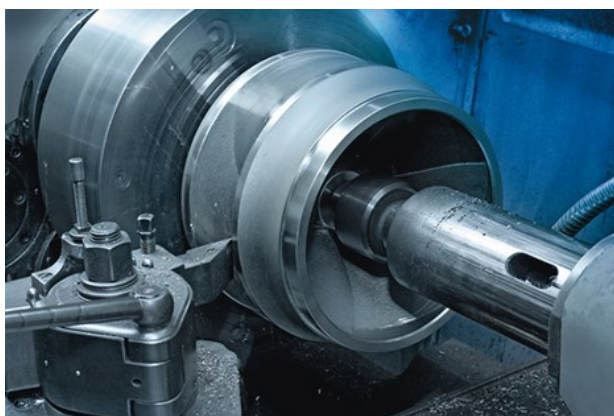
Spojitá regulace je realizována spojitou změnou některých z parametrů čerpacího systému ovlivňující jeho výkonnost. Spojitou regulaci lze provést několika způsoby [3]:

- Změna otáček čerpadla
- Změna charakteristiky potrubí (škrcením na výtlačku čerpadla)
- Připojení paralelního potrubí tzv. bypass (část průtoku se vrací do nádrže)
- Změna charakteristiky čerpadla (změna úhlu natočení lopatek)
- Kombinace výše zmíněných regulací

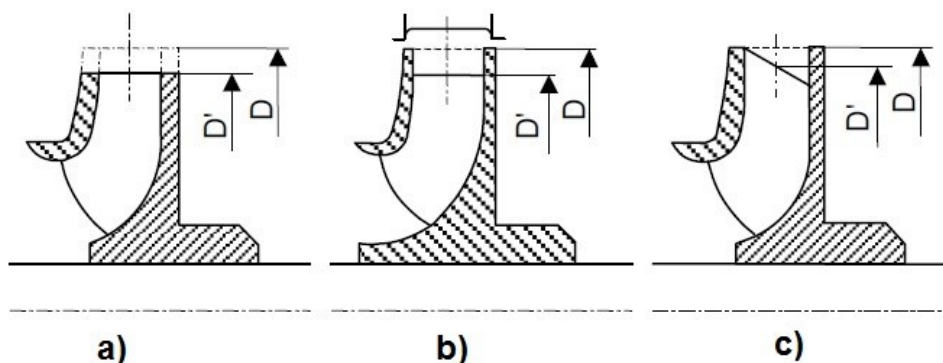
Trvalé snížení výkonu se provádí osoustružením vnějšího průměru oběžného kola. Tato operace je nevratná. Také je tu možnost nízkého zvýšení dopravní výšky podpilováním výstupní hrany lopatky na podtlakové straně. [2]

### 3.2 Způsoby stáčení oběžného kola

U stáčení oběžných kol můžeme osoustružit lopatky s diskem nebo jenom lopatky. Pokud se stáčí oběžné kolo s lopatkami i disky, pak se mluví o osoustružení. Při osoustružení jenom lopatek se hovoří o vysoustružení. [2]



Obr. 3.1 Stáčení oběžného kola osoustružením [12]



Obr. 3.2 Způsoby stáčení oběžných kol: a) osoustružené oběžné kolo, b) vysoustružené oběžné kolo, c) šikmě vysoustružené oběžné kolo [1]

### 3.3 Doporučení pro stáčení oběžných kol

Při výpočtu velikosti stočení oběžného kola bychom se měli držet některých pravidel:

- V případě odstředivého čerpadla s rozvaděčem se charakteristiky čerpadla mohou stát nestabilní. Omezení stočení oběžného kola musí být stanoveno experimentálně. Při nedostatku testu je doporučeno nestáčet oběžné kolo o více jak 5% z původního průměru. Jestliže je vyžadováno větší stáčení oběžného kola, může být navrhnut rozvaděč s menším vstupním průměrem. Protože náklady na rozvaděč jsou mnohem nižší než náklady na stator ve formě spirální skříně, je nový rozvaděč adaptovaný na stočené oběžné kolo ekonomicky opodstatněný ve srovnání se spirálou.
- V případě odstředivých čerpadel s rozvaděčem se oběžné kola jen vysoustruží viz obr. 3.2 b), aby se předešlo nestabilitám vlastností při částečné zátěži, nerovnoměrnému axiálnímu zatížení a k udržení malé výměny hybnosti mezi hlavním proudem a kapalinou rotující v mezerách mezi rotujícími disky a statorem.
- Vzhledem k tomu, že disky oběžného kola odstředivého čerpadla nejsou stočeny, ztráta účinnosti v důsledku stáčení je větší než u spirálních čerpadel (větší třecí ztráty disku oběžného kola).
- V případě spirálního čerpadla jsou disky oběžného kola osoustruženy na stejný průměr jako lopatky viz obr. 3.2 a), aby se snížilo ztrátové tření disku.
- Obecně šikmé stáčení viz obr. 3.2 c) zvyšuje uzavírací tlak v porovnání s paralelním stáčením a chrání proti poklesu charakteristiky k závěrnému bodu  $Q=0$ . Stáčecí úhel se většinou volí  $5^{\circ}$ - $10^{\circ}$ .
- Šikmé stáčení je doporučeno pro specifickou rychlost nad  $n_q > 40$  tak, aby se vnější proudnice nestala příliš krátká.
- U diagonálních oběžných kol má poloha lopatky odtokové hrany značný vliv na výkon a maximální dopravní výšku. Čím menší poměr  $D_{2a}/D_{2i}$ , tím menší bude  $P_0$  a  $H_0$ .
- Čerpadla s dvouproudým oběžným kolem při nízkých  $n_q$  jsou stáčeny tak, aby zadní hrany lopatek zůstaly paralelně s osou rotoru.
- Je pravidlem, že se hluk a vibrace sníží s lehkým stočením, protože se vzdálenost mezi lopatkami oběžného kola a kolektorem zvýší. Nicméně s nadměrným stočením se mohou hydraulické budící síly zvýšit, kvůli zvýšení zátěže lopatek.
- Protože snížení dopravní výšky čerpadla způsobené stočením oběžného kola závisí na parametrech, které nemohou být přesně předpověděny, tak je doporučeno stáčet oběžné kolo postupně. Tím je riziko minutí požadovaného pracovního bodu sníženo.



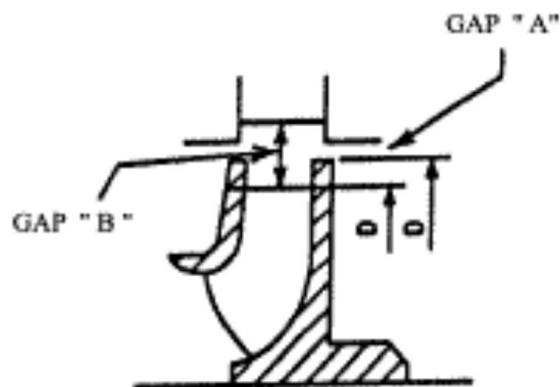
- Větší stáčení (více než 10%) také způsobuje zhoršení sacích vlastností ( $NPSH_3$  se zvyšuje). Jeden z důvodů je změna rozložení tlaku v důsledku zkrácení lopatek a zvýšení zátěže lopatek. Kromě toho je 3% pokles u značně snížené dopravní výšky, kde představuje absolutně malou změnu dopravní výšky. Proto u vícestupňových čerpadel je doporučeno sací oběžné kolo nestáčet, nebo je sací oběžné kolo stáčeno méně než ostatní stupně, pokud se jedná o vícestupňové čerpadlo. [1]

### 3.4 Důsledky po stočení oběžného kola

Afinní vztahy předpokládají určité výsledky po stočení oběžného kola, ty ale nejsou přesné, tak jak bychom požadovali. Nepřesnost hodnot parametrů čerpadla přepočtené pomocí afinních vztahů od skutečných hodnot je nejvíc znatelná při stáčení nad 10% z původního průmětu oběžného kola, a to z několika důvodů.

- Afinní vztahy předpokládají, že disky oběžných kol jsou paralelní. To je pravda, pokud jsou to čerpadla s nízkými specifickými otáčkami.
- Při stáčení oběžného kola dochází k turbulenci na hranách lopatek v důsledku zvýšení vůle “A” mezi oběžným kolem a spirální skříní viz obr. 3.3.
- Výstupní úhel kapaliny se po stočení oběžného kola změní, takže křivka dopravní výšky bude strmější.

U diagonálních čerpadel jsou afinní vztahy méně přesné ve srovnání s naměřenými hodnotami po stočení než u čerpadel s nižšími specifickými otáčkami. Je doporučeno pro stáčení použít pouze 75% vypočtené hodnoty. U čerpadel s vyššími specifickými otáčkami klesá mnohem více účinnost se stáčením oběžného kola. Se snižováním průměru oběžného kola v rozmezí 5%-10% z původního průměru se zvyšuje  $NPSH_R$ , což může zapříčinit kavitaci. Nadměrná vůle “A” mezi oběžným kolem a spirální skříní, viz obr. 3.3, způsobí vířivé proudění kolem oběžného kola, které vytváří nízkofrekvenční axiální vibrace a mění se na mechanické vibrace. Pulzující síly na oběžné kolo mohou být sníženy o 80% - 85% zvětšením vůle “B” o 1% - 6% původního průměru oběžného kola. Pro oběžné kolo s průměrem až 355mm by měla vůle “B” být alespoň 4% průměru oběžného kola, aby se zamezilo kavitaci. Nad tento rozměr by vůle “B” měla být aspoň 6%. U čerpadel s dvouproudým oběžným kolem není doporučeno osoustružení oběžného kola, ale měly by se jenom vysoustružit lopatky. Disky oběžného kola by měly být nedotčené. [4]



Obr. 3.3 Vůle mezi oběžným kolem a spirální skříní [4]

### 3.5 Afinní vztahy

Pokud budeme stáčet oběžné kolo nepatrně a bude-li zachována geometrická podobnost (nezmění se šířka výstupního kanálu oběžného kola  $b_2$  a výstupní úhel lopatky  $\beta_2$ ), pak pro průtok platí: [5]

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{m2}}{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot c'_{m2}} \quad [1] \quad (3.1)$$

Za předpokladu  $c_{m2} \sim u_2 \sim D_2 \cdot n$  po dosazení do rovnice dostaneme:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D_2 \cdot b_2 \cdot (D_2 \cdot n)}{D'_2 \cdot b'_2 \cdot (D'_2 \cdot n)} \quad [1] \quad (3.2)$$

takže (při  $n = konst.$  a  $b_2 = b'_2$ )

$$\frac{Q}{Q'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \quad [1] \quad (3.3)$$

a pro měrnou energii platí:

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{u'_2 \cdot c'_{u2}} = \frac{u_2^2}{u'^2_2} = \frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{(\pi \cdot D'_2 \cdot n)^2} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \quad [1] \quad (3.4)$$

po úpravě dostaneme vztah:

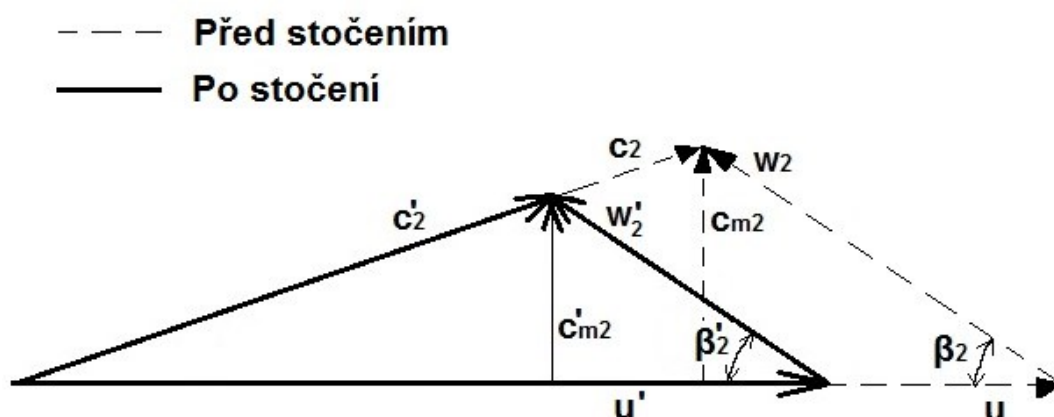
$$\frac{Y}{Y'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \quad [1] \quad (3.5)$$

Z praktického hlediska nás zajímá spíše dopravní výška, proto vztah (3.5) můžeme upravit na tvar:

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{D_2}{D_2'} \right)^2 \quad [1] \quad (3.6)$$

Z rovnice (3.3) a (3.6) vyjádříme vztah pro stočení podle požadované změny průtoku nebo dopravní výšky:

$$D_2' = D_2 \sqrt{\frac{Q'}{Q}} = D_2 \sqrt{\frac{H'}{H}} \quad [m] \quad (3.7)$$



Obr. 3.4 Změna rychlostního trojúhelníku po stočení oběžného kola

Lineární přímka procházející bodem B' z počátečních souřadnic viz obr. 3.6, odpovídá vztahu (3.3). Určení průměru stočení oběžného kola námi požadovanými parametry čerpadla  $Q'$  a  $H'$  zjistíme tak, že bodem B' proložíme přímku procházející počátkem souřadnic. Tato přímka protne charakteristiku původního nestočeného oběžného kola, kde odečteme hodnoty  $Q$  a  $H$ . Tyto hodnoty pak dosadíme do vztahu (3.7) a dostaneme průměr  $D_2'$ . [2]

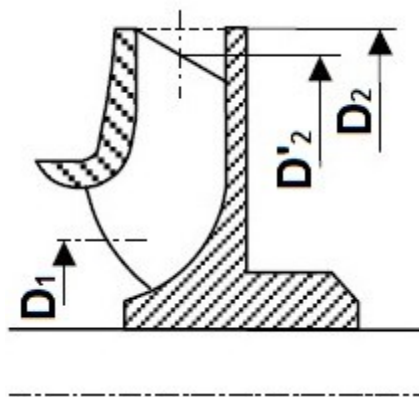
Přesnější postup výpočtu ale o něco složitější je podle normy ISO 9906, kde je opět stejná podmínka pro zachování geometrické podobnosti jak v předchozím vztahu a dále musí platit podmínka  $n_q < 79$ . Ale u tohoto případu potřebujeme znát vstupní průměr  $D_1$  viz obr. 3.5. Potom platí:

$$\frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{H'}{H} = \left( \frac{Q'}{Q} \right)^2 \quad [1] \quad (3.8)$$

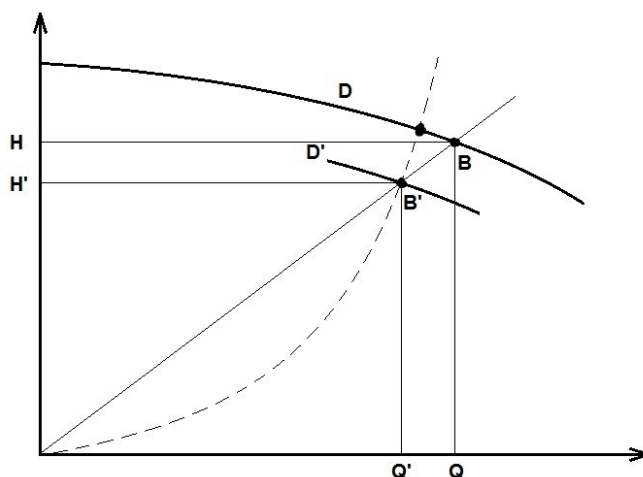
Parabola procházející bodem B' z počátečních souřadnic viz obr. 3.6, odpovídá vztahu (3.8), který určuje jiný afinní bod než průsečík vytvořený lineární přímkou podle vztahu (3.3).

Kde:  $D_1$  – průměr vstupní hrany lopatky,  $D_2$  – průměr oběžného kola před stočením,  $D_2'$  – průměr oběžného kola po stočení,  $Q$  – průtok nestočeného oběžného kola,  $Q'$  – průtok

po stočení oběžného kola,  $H$  – dopravní výška nestočeného oběžného kola,  $H'$  – dopravní výška stočeného oběžného kola. [2]



Obr. 3.5 Obrys vysoustruženého kola



Obr. 3.6 Grafický způsob hledání afinních bodů charakteristiky čerpadla pro stočení oběžného kola

Pro výkon a moment odpovídá vztah: [5]

$$\frac{P}{P'} = \frac{M}{M'} \sim \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^4 \quad [1] \quad (3.9)$$

Většinou tyto vztahy nemohou být spočteny s dostatečnou přesností z důvodu proměnné geometrie tj. šířky výstupního kanálu a výstupního úhlu při stáčení oběžného kola. Proto se výpočty provádí podle empirických vztahů. V podstatě podle vztahu výše zmíněných kde hledáme pokud možno co nejpřesnější exponent, který je specifický pro každé jiné oběžné kolo čerpadel. Tímto způsobem se zabývá studie [11], která vychází z předpokladu, že u radiálních čerpadel nedojde po stočení oběžného kola ke změně šířky kanálu a výstupního úhlu lopatky. [1] [11]

Exponent  $m$  nabývá hodnoty mezi 2 a 3. Pokud jsou hrany lopatek na výstupu podpilovány, pak se exponent  $m$  blíží 3 pro stočení menší než je profilová délka. Pokud stočení přesáhne 5% průměru oběžného kola, pak  $m$  se blíží 2. Exponent  $m$  může být vypočten ze stáčecích testů podle vztahu [1] [11]:

$$m_1 = \frac{\ln \frac{Q'}{Q}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.10)$$

$$m_2 = \frac{\ln \frac{H'}{H}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.11)$$

$$m_3 = \frac{\ln \frac{P'}{P}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.12)$$

$$m_4 = \frac{\ln \frac{\eta'}{\eta}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.13)$$

kde:  $m_1$  je exponent pro průtok,  $m_2$  je exponent pro dopravní výšku,  $m_3$  je exponent pro příkon a  $m_4$  je exponent pro celkovou účinnost.

Pro závěrné body jsou vztahy obdobné. U dopravní výšky a příkonu pro závěrný bod jsou průtoky nulové, proto afinní vztahy pro stočení v závěrném bodě budou tyto:

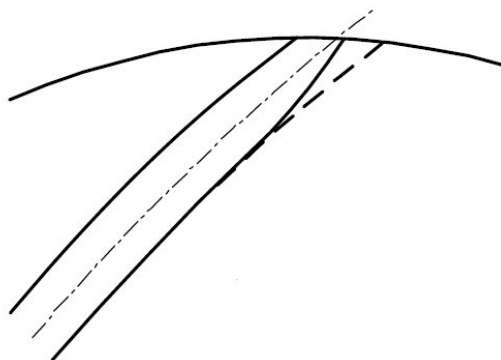
$$m_{02} = \frac{\ln \frac{H'_0}{H_0}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.14)$$

$$m_{03} = \frac{\ln \frac{P'_0}{P_0}}{\ln \frac{D'_2}{D_2}} \quad [1] \quad (3.15)$$

kde:  $m_{02}$  je exponent pro dopravní výšku odpovídající závěrnému bodu,  $m_{03}$  je exponent pro příkon odpovídající závěrnému bodu,  $H_0$  je dopravní výška v závěrném bodě,  $P_0$  je příkon v závěrném bodě,  $H'_0$  je dopravní výška v závěrném bodě stočeného oběžného kola a  $P'_0$  je příkon v závěrném bodě stočeného oběžného kola.

### 3.6 Úprava lopatky na výstupu oběžného kola

Úpravou lopatky na výstupu oběžného kola můžeme docílit zvýšení dopravní výšky. Dopravní výška se u radiálních čerpadel může zvýšit o 4 – 6%. Úprava lopatky spočívá v podpilování na podtlakové straně lopatky viz obr. 3.7. Touto úpravou se částečně zamezí úplavu za lopatkou tím, že se sníží hydraulická ztráta při náhlém rozšíření průtočného průřezu. Tato úprava lopatky se provádí jako poslední vylepšení před konečným smontováním čerpadla. Při podpilování lopatek mohou vznikat trhliny v místech mezi lopatkou a disky oběžného kola, kde je doporučeno dodržet minimální tloušťku na výstupní hraně lopatky alespoň 3mm. Úprava hran lopatek se může provádět i na vstupní straně do oběžného kola oboustranným zeštíhlením lopatky, které by mělo být zaoblené o poloměru  $\frac{1}{4}$  tloušťky lopatky. [2] [4]



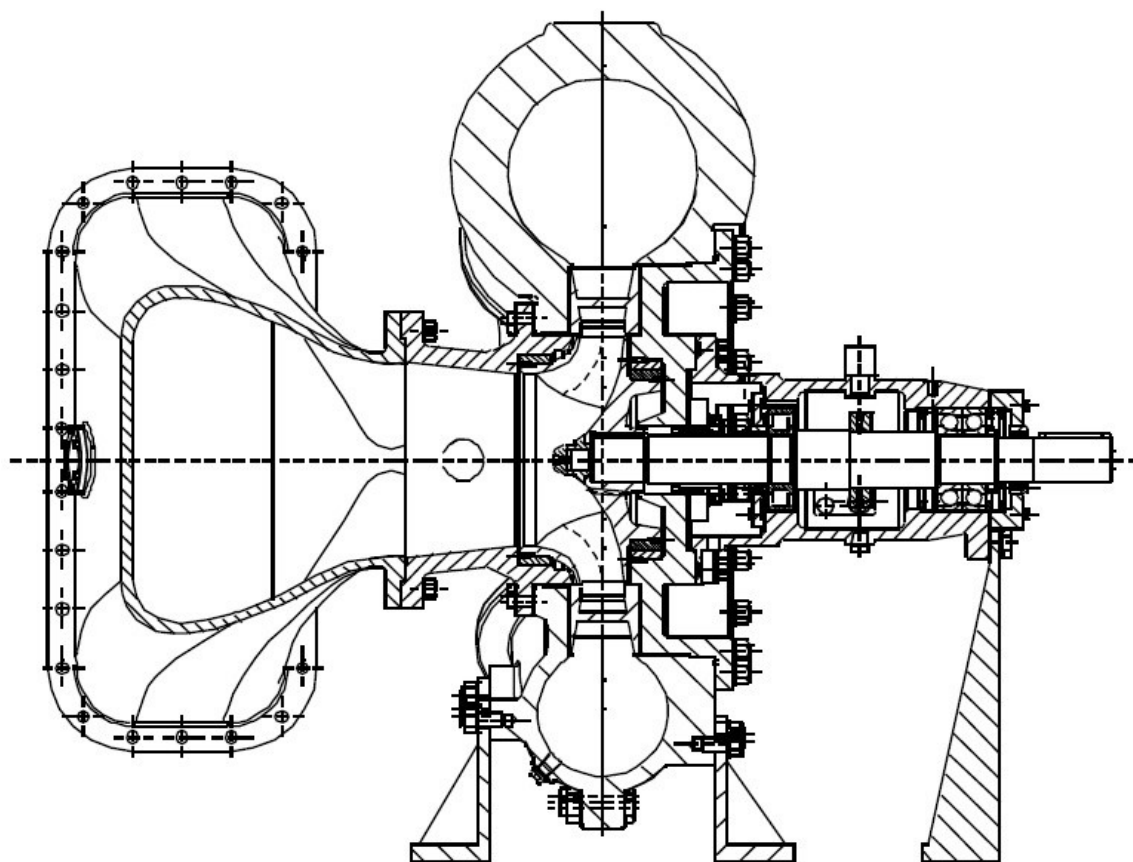
Obr. 3.7 Úprava lopatky na výstupu oběžného kola podpilováním [1]

## 4 Vlastní řešení výpočtu stočení radiálního oběžného kola modelového čerpadla NS222

### 4.1 Popis modelového čerpadla NS222

#### Konstrukce modelového čerpadla

Modelové čerpadlo NS222 je vyrobeno jako horizontální a skládá se z hydraulické a mechanické části. Hydraulická část je tvořena sacím kolenem, radiálním oběžným kolem, rozváděčem a výtlačnou spirálou. Oběžné kolo je uzavřené konstrukce s oboustrannými těsnícími kruhy, které slouží ke snížení axiální síly. Před oběžným kolem je umístěno konfuzorové sací víko. Spirální těleso je provedeno s tangenciálním výtlačným hrdlem. Mechanická část je tvořena ložiskovým kozlíkem s mechanickou ucpávkou a hřídel s válivými ložisky. Sestava modelového čerpadla je zobrazena na obr. 4.1. [6]



Obr. 4.1 Sestava modelového čerpadla NS222 [6]

## Oběžné kolo

Výroba oběžného kola klade vysoké nároky na dodržení geometrie obtékaných ploch a kvalitu povrchu. Technologie výroby oběžných kol podstoupila mnoho vývojových fází od ručního obrušování jednotlivých lopatek podle šablon a následné složení do celku letováním a šroubováním k nosnému disku až po frézování lopatek z bloku na frézkách a jejich upevnění k nosnému disku pomocí zámku a drážky opět letováním a přišroubováním. Materiál pro výrobu oběžného kola se u většiny případů používal bronz pro snazší obrobení a antikorozi vlastností. V dnešní době se využívá pro výrobu oběžných kol 5D obráběcích center, které umožňují vyfrézování průtočných kanálů z jednoho celku. Tato technologie umožňuje použití tuhých materiálů jako je nerezová ocel. [6]

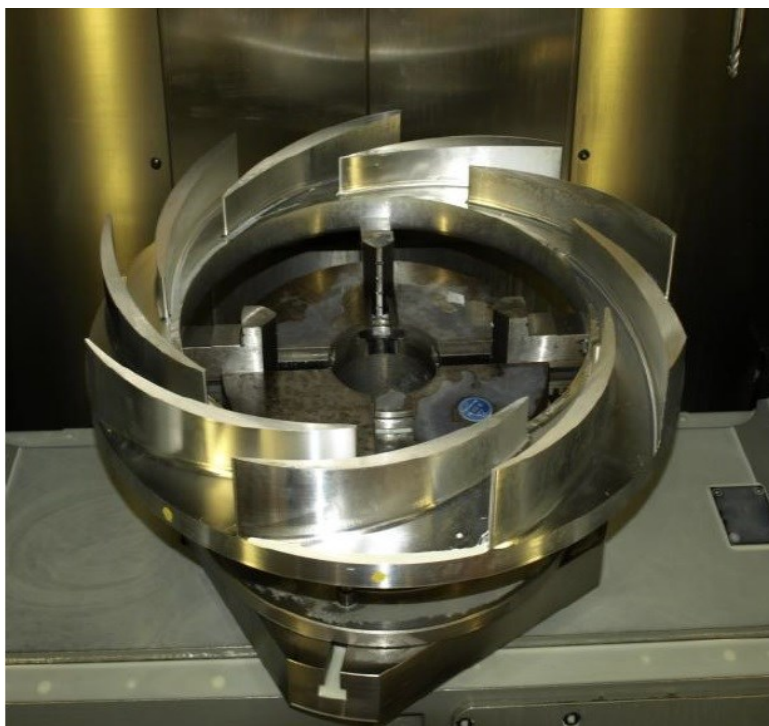
### Specifikace oběžného kola modelového čerpadla NS222

Jedná se o radiální oběžné kolo s výstupem do radiálního rozváděče se spirálou. Plné oběžné kolo má vnější průměr  $D_2=320$  mm. Mezi nosným a krycím diskem je umístěno sedm lopatek. [6] [10]



Obr. 4.2 Oběžné kolo modelového čerpadla NS222 [6]





Obr. 4.3 Radiální rozváděč modelového čerpadla NS222 [6]

## 4.2 Naměřené parametry modelového čerpadla NS222 pro různá stočení

Všechny naměřené parametry se prováděly při otáčkách  $n=1800 \text{ min}^{-1}$ . Disky oběžného kola zůstávají plné pro všechny varianty stočení. Na obr. 4.10 jsou zobrazeny rozměry postupného stáčení a způsoby stáčení. První dvě stočení se provedla rovným vysoustružením a zbylé 3 stočení šikmým vysoustružením. Návrhové parametry modelového čerpadla byly dány následovně: [10]

$$Q_{opt} = 332 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$H_{opt} = 44 \text{ m}$$

$$\eta_{opt} = 90,6 \%$$

$$n = 1800 \text{ min}^{-1}$$

$$D_I = 150 \text{ mm}$$

| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Plné kolo $D_2 = 360$ mm             |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| ( $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ )     | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 66.33 | 115.31 | 0.00   |
| 63.60                                | 61.60 | 111.78 | 34.37  |
| 105.99                               | 59.87 | 121.89 | 51.05  |
| 151.81                               | 57.28 | 134.34 | 63.48  |
| 199.84                               | 54.06 | 143.32 | 73.93  |
| 251.82                               | 52.77 | 154.39 | 84.41  |
| 295.33                               | 50.08 | 159.55 | 90.91  |
| 346.20                               | 42.95 | 161.36 | 90.37  |
| 391.73                               | 36.07 | 157.69 | 87.86  |
| 413.86                               | 31.82 | 153.56 | 84.10  |

Obr. 4.4 Výkonové parametry čerpadla s plným oběžným kolem o průměru  $D_2 = 360$

mm

| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Průměr stočení $D_2 = 350$ mm        |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| ( $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ )     | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 60.85 | 102.63 | 0.00   |
| 63.21                                | 57.75 | 102.92 | 34.78  |
| 107.27                               | 56.47 | 113.26 | 52.45  |
| 150.60                               | 54.34 | 124.78 | 64.32  |
| 199.95                               | 50.62 | 133.04 | 74.61  |
| 250.40                               | 49.56 | 141.58 | 85.97  |
| 296.64                               | 45.60 | 146.35 | 90.64  |
| 345.31                               | 38.71 | 146.88 | 89.25  |
| 390.45                               | 32.09 | 142.50 | 86.23  |
| 415.06                               | 27.24 | 137.53 | 80.63  |

Obr. 4.5 Výkonové parametry čerpadla s lopatkami stočenými na  $D_2 = 350$  mm

| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Průměr stočení $D_2 = 340$ mm        |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| ( $l \cdot s^{-1}$ )                 | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 55.69 | 90.78  | 0.00   |
| 64.53                                | 54.26 | 95.24  | 36.05  |
| 111.00                               | 53.58 | 107.08 | 54.47  |
| 154.46                               | 51.52 | 118.12 | 66.07  |
| 196.17                               | 47.62 | 122.89 | 74.55  |
| 253.17                               | 47.32 | 132.55 | 88.63  |
| 291.17                               | 42.88 | 136.25 | 89.86  |
| 346.66                               | 35.40 | 136.40 | 88.22  |
| 390.65                               | 29.31 | 132.73 | 84.60  |
| 416.72                               | 24.31 | 128.29 | 77.44  |

Obr. 4.6 Výkonové parametry čerpadla s lopatkami stočenými na  $D_2 = 340$  mm

| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Šikmé stočení $D_2 = 340 - 320$ mm   |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| ( $l \cdot s^{-1}$ )                 | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 51.35 | 87.11  | 0.00   |
| 65.40                                | 49.90 | 93.54  | 34.21  |
| 105.02                               | 49.14 | 100.91 | 50.15  |
| 150.76                               | 47.62 | 111.00 | 63.43  |
| 196.40                               | 43.28 | 113.43 | 73.50  |
| 249.65                               | 43.82 | 121.75 | 88.11  |
| 290.64                               | 39.23 | 124.76 | 89.62  |
| 345.14                               | 32.05 | 123.25 | 88.03  |
| 392.55                               | 24.97 | 116.92 | 82.20  |
| 414.17                               | 20.39 | 112.00 | 73.93  |

Obr. 4.7 Výkonové parametry čerpadla s lopatkami stočenými na  $D_2 = 340 - 320$  mm

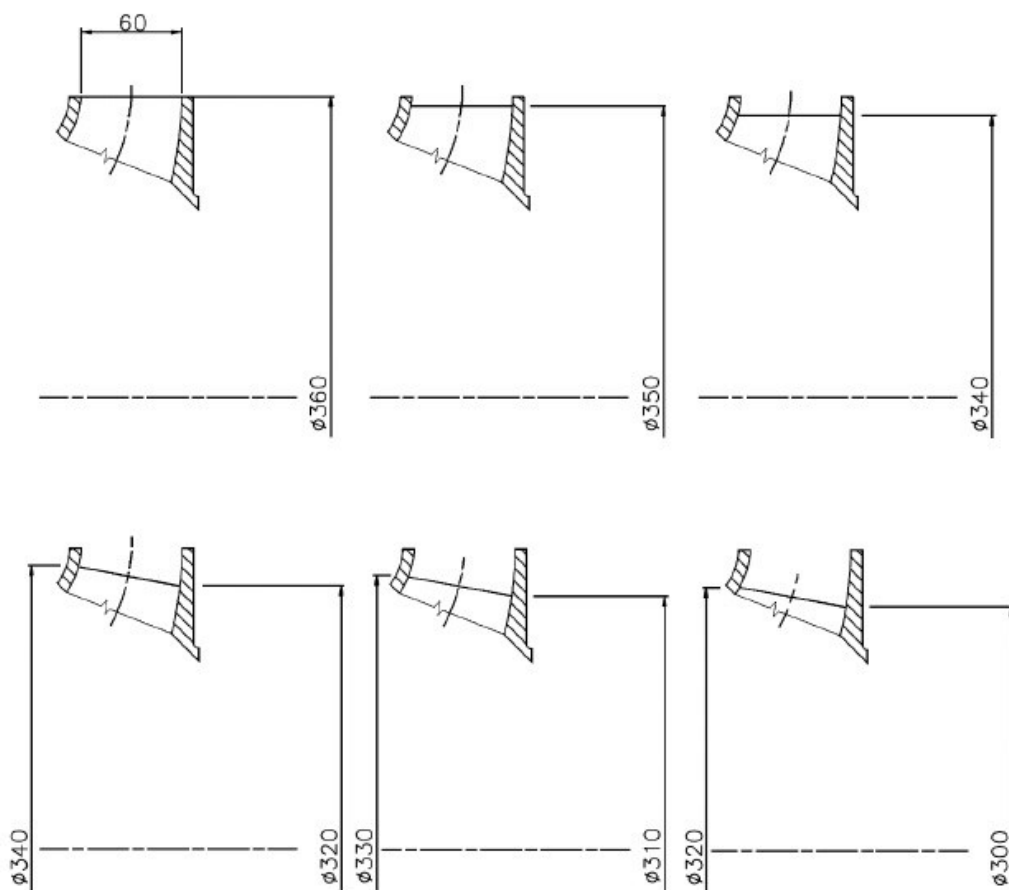
| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Šikmé stočení $D_2 = 330 - 310$ mm   |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| (l·s <sup>-1</sup> )                 | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 47.62 | 80.06  | 0.00   |
| 66.25                                | 46.90 | 88.03  | 34.61  |
| 106.29                               | 46.40 | 95.07  | 50.87  |
| 151.65                               | 44.66 | 103.97 | 63.89  |
| 195.12                               | 40.05 | 104.55 | 73.30  |
| 249.59                               | 40.50 | 113.28 | 87.50  |
| 290.23                               | 35.95 | 115.76 | 88.40  |
| 346.26                               | 28.90 | 114.46 | 85.75  |
| 390.06                               | 22.29 | 109.22 | 78.08  |
| 405.35                               | 19.78 | 107.48 | 73.14  |

Obr. 4.8 Výkonové parametry čerpadla s lopatkami stočenými na  $D_2 = 330 - 310$  mm

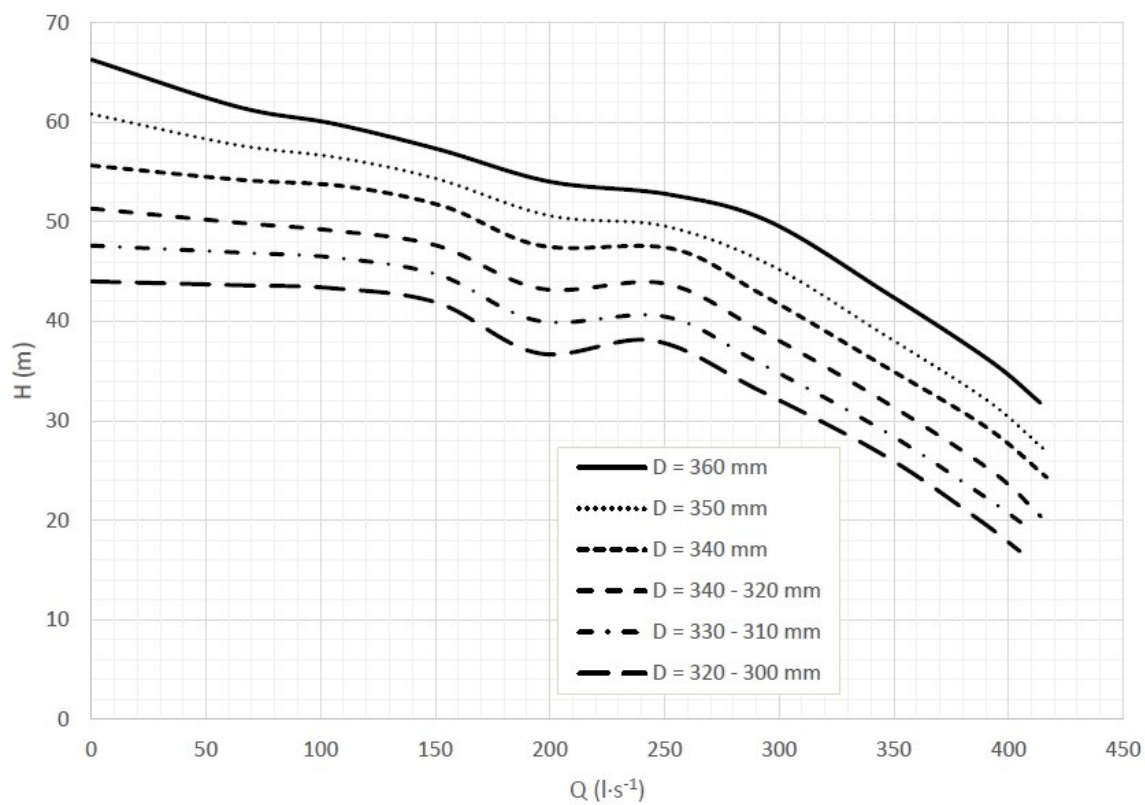
| Stáčení OK modelového čerpadla NS222 |       |        |        |
|--------------------------------------|-------|--------|--------|
| Šikmé stočení $D_2 = 320 - 300$ mm   |       |        |        |
| Q                                    | H     | P      | $\eta$ |
| (l·s <sup>-1</sup> )                 | (m)   | (kW)   | (%)    |
| 0.00                                 | 44.01 | 75.61  | 0.00   |
| 65.76                                | 43.62 | 83.57  | 33.66  |
| 105.00                               | 43.33 | 89.51  | 49.85  |
| 150.95                               | 41.86 | 97.57  | 63.50  |
| 195.47                               | 36.78 | 96.20  | 73.29  |
| 245.07                               | 38.06 | 105.33 | 86.84  |
| 290.39                               | 33.17 | 108.27 | 87.25  |
| 345.21                               | 26.61 | 107.72 | 83.61  |
| 386.05                               | 20.25 | 101.79 | 75.33  |
| 405.06                               | 16.89 | 98.21  | 68.32  |

Obr. 4.9 Výkonové parametry čerpadla s lopatkami stočenými na  $D_2 = 320 - 300$  mm



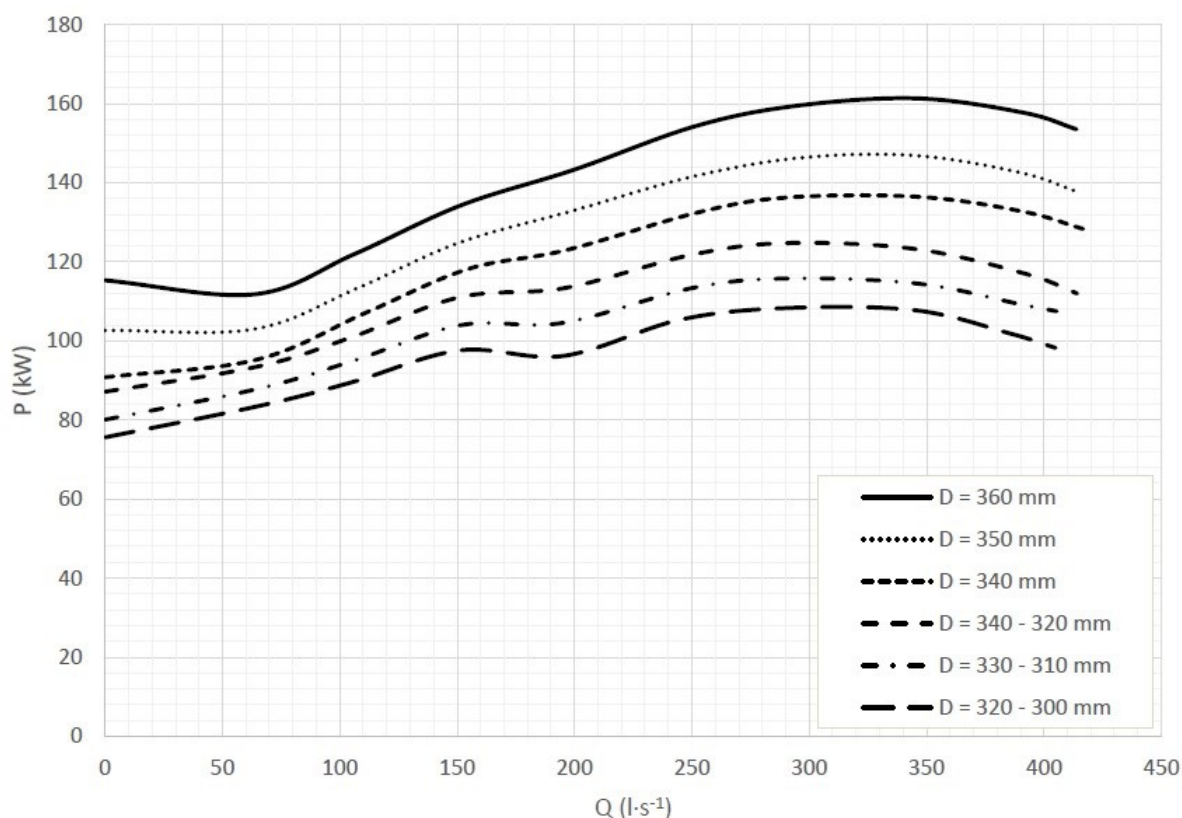


Obr. 4.10 Stočení lopatky oběžného kola [10]



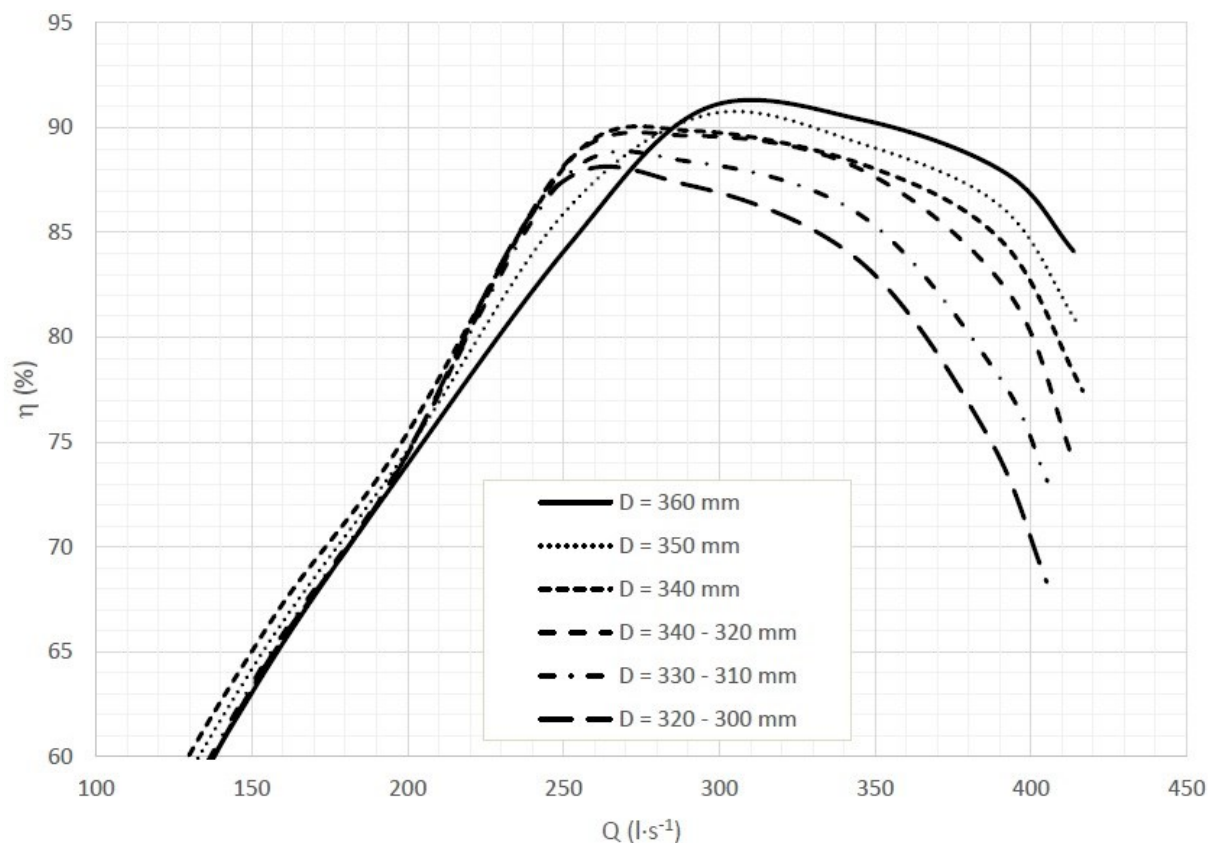
Obr. 4.11 Změna dopravní výšky v závislosti na stočení lopatky oběžného kola

Na obr. 4.11 jsou vykresleny naměřené charakteristiky čerpadla v závislosti dopravní výšky na průtoku pro různá stočení oběžného kola, kde si můžeme všimnout, že jednotlivé charakteristiky pro různá stočení oběžného kola mají téměř odpovídající si tvar při předpokládaném poklesu dopravní výšky s rostoucím průtokem. První dvě stočení tvoří výjimku v závěrném bodě, kde jsou největší rozdíly. Všechna měření vykazují rychlejší pokles dopravní výšky s rostoucím průtokem v rozsahu  $150 - 200 \text{ l.s}^{-1}$  a zpětný nárůst v rozsahu  $200 - 250 \text{ l.s}^{-1}$ , kde pak charakteristika pokračuje v předpokládaném trendu. Tato nestabilita čerpadla je výraznější s rostoucím stočením oběžného kola.



Obr. 4.12 Změna příkonu čerpadla v závislosti na stočení lopatky oběžného kola [10]

Na obr. 4.12 jsou vykresleny charakteristiky čerpadla v závislosti příkonu na průtoku pro různá stočení oběžného kola. Jak v předchozím případě, tak i u této charakteristiky můžeme vidět v závěrném bodě pro první dvě stočení největší rozdíl ve srovnání s následným stočením. Pro průměry oběžných kol, kde se stočení provedlo pomocí šikmého vysoustružení, si jsou tvary křivek charakteristiky nejpodobnější na rozdíl od zbylých charakteristik. U těchto charakteristik můžeme opět vidět podobnou vlastnost, kde v rozsahu průtoku  $150 - 200 \text{ l.s}^{-1}$  se zpomalí nárůst příkonu a zpětný nárůst příkonu v rozsahu  $200 - 250 \text{ l.s}^{-1}$  se vrátí do předpokládaného průběhu trendu křivek. V tomto případě se tato nestabilita čerpadla projevuje nejvýrazněji pro šikmé vysoustružení lopatek.



Obr. 4.13 Změna účinnosti čerpadla v závislosti na stočení lopatky oběžného kola [10]

Na obr. 4.13 jsou vykresleny charakteristiky čerpadla v závislosti účinnosti na průtoku pro různá stočení oběžného kola. Pro průtok od 0 – 230  $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$  je průběh pro všechna stočení oběžného kola téměř lineární a dost totožný. Pro průměry oběžných kol 360mm a 350mm je maximální účinnost v oblasti průtoku 300  $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ , kdežto u ostatních průměru se maximální účinnost pohybuje kolem průtoku 260 – 280  $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ . Oběžná kola o průměru 340 a 330 mají velmi shodnou charakteristiku účinnosti v rozsahu průtoku 250 – 350  $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ .

### 4.3 Výpočet měrných otáček

Pro výpočet měrných otáček modelového čerpadla NS222 jsem použil vztahy, které byly odvozeny v kapitole 3.3. Do vztahů (2.24) a (2.26) jsem dosadil návrhové parametry čerpadla. Návrhové parametry čerpadla jsem přepočtl pomocí afinních vztahů pro různá stočení a provedl jsem pro tyto přepočty stočení výpočty rychloběžnosti viz tabulka 1. V této tabulce můžeme vidět, že s větším stočením rostou měrné otáčky oběžného kola. Podle měrných

objemových otáček můžeme určit z obr. 2.3, že se jedná o oběžné kolo mezi typem radiálním se zborcenými lopatkami a Francisovým kolem.

| Návrhové parametry čerpadla |                      |                      |                  | Měrné otáčky         |                      |
|-----------------------------|----------------------|----------------------|------------------|----------------------|----------------------|
| D <sub>2</sub>              | n                    | Q <sub>opt</sub>     | H <sub>opt</sub> | n <sub>q</sub>       | n <sub>s</sub>       |
| [mm]                        | [min <sup>-1</sup> ] | [l.s <sup>-1</sup> ] | [m]              | [min <sup>-1</sup> ] | [min <sup>-1</sup> ] |
| 360                         | 1800                 | 332,00               | 44,00            | 60,71                | 221,59               |
| 350                         | 1800                 | 313,81               | 41,59            | 61,57                | 224,73               |
| 340                         | 1800                 | 296,14               | 39,25            | 62,47                | 228,01               |
| 330                         | 1800                 | 278,97               | 36,97            | 63,41                | 231,44               |
| 320                         | 1800                 | 262,32               | 34,77            | 64,39                | 235,03               |
| 310                         | 1800                 | 246,18               | 32,63            | 65,42                | 238,79               |

Tab. 1 Spočtené hodnoty měrných otáček modelového čerpadla NS222 pro jednotlivé stočení oběžného kola

kde:  $Q_{opt}$  je průtok v pracovním bodě čerpadla a  $H_{opt}$  je dopravní výška v pracovním bodě čerpadla.

## 4.4 Víceparametrická regrese

Víceparametrickou regresi můžeme provést analýzu dat pro funkce, které obsahují více vstupních proměnných veličin. Při měření charakteristik čerpadla se snažil výrobce pro jednotlivá stočení co nejpřesněji měřit hodnoty při stejných průtocích, ale ne vždy se to povedlo. Proto jsem musel jednotlivé charakteristiky proložit vhodnou spojnicí trendů, viz obr. 4.14, ze kterých jsem následně přepočítal měrné energie pro stejné průtoky s konstantním krokem. Předpokládaný obecný tvar rovnice pro víceparametrickou regresi je definován:

$$Y = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (4.1)$$

kde:  $a_0, a_1, a_2, a_3 \dots$  jsou koeficienty závislosti

$x_1, x_2, x_3 \dots$  jsou proměnné

za proměnné budu dosazovat:

$$x_1 = D^2$$

$$x_2 = D \cdot Q$$

$$x_3 = Q^2$$



Krok průtoku jsem zvolil  $25 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$  v rozsahu 0 -  $400 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ . V Tabulce 2 můžeme vidět část struktury matice pro výpočet víceparametrické regrese. Kompletní sestavená matice je v příloze A.

Tabulku zadání jsem zpracoval v následujícím tvaru:

| D    | Q                    | D <sup>2</sup> | D.Q    | Q <sup>2</sup> | Y                     | Y <sub>vyp.reg.</sub> |
|------|----------------------|----------------|--------|----------------|-----------------------|-----------------------|
| [mm] | [l.s <sup>-1</sup> ] |                |        |                | [J.kg <sup>-1</sup> ] | [J.kg <sup>-1</sup> ] |
| 360  | 0                    | 129600         | 0      | 0              | 652,3194              | 608,4672              |
| 360  | 25                   | 129600         | 9000   | 625            | 630,0454              | 608,5657              |
| 360  | 50                   | 129600         | 18000  | 2500           | 611,7764              | 606,5392              |
| 360  | 75                   | 129600         | 27000  | 5625           | 596,7314              | 602,3877              |
| 360  | 100                  | 129600         | 36000  | 10000          | 584,1298              | 596,1112              |
| 360  | 125                  | 129600         | 45000  | 15625          | 573,1908              | 587,7097              |
| 360  | 150                  | 129600         | 54000  | 22500          | 563,1335              | 577,1832              |
| 360  | 175                  | 129600         | 63000  | 30625          | 553,1771              | 564,5317              |
| 360  | 200                  | 129600         | 72000  | 40000          | 542,541               | 549,7552              |
| 360  | 225                  | 129600         | 81000  | 50625          | 530,4443              | 532,8537              |
| 360  | 250                  | 129600         | 90000  | 62500          | 516,1063              | 513,8272              |
| 360  | 275                  | 129600         | 99000  | 75625          | 498,7461              | 492,6757              |
| 360  | 300                  | 129600         | 108000 | 90000          | 477,583               | 469,3992              |
| 360  | 325                  | 129600         | 117000 | 105625         | 451,8362              | 443,9977              |
| 360  | 350                  | 129600         | 126000 | 122500         | 420,725               | 416,4712              |
| 360  | 375                  | 129600         | 135000 | 140625         | 383,4684              | 386,8197              |
| 360  | 400                  | 129600         | 144000 | 160000         | 339,2858              | 355,0432              |
| 350  | 0                    | 122500         | 0      | 0              | 598,1864              | 572,6761              |
| 350  | 25                   | 122500         | 8750   | 625            | 583,9702              | 572,7424              |
| 350  | 50                   | 122500         | 17500  | 2500           | 571,8293              | 570,6836              |
| 350  | 75                   | 122500         | 26250  | 5625           | 561,1869              | 566,4999              |
| 350  | 100                  | 122500         | 35000  | 10000          | 551,4661              | 560,1911              |
| 350  | 125                  | 122500         | 43750  | 15625          | 542,0902              | 551,7574              |

Tab. 2 Znázornění části struktury matice pro výpočet víceparametrické regrese

kde:  $Q...$  je průtok

$D...$  je průměr oběžného kola

$Y...$  je měrná energie čerpadla

Po přípravě dat byly pomocí funkce *analýza dat* dostupné v programu Excel vypočítány regresní koeficienty, viz obr. 4.15.

Spočtené koeficienty jsou:

$$a_0 = -44,846404$$

$$a_1 = 0,005041489$$

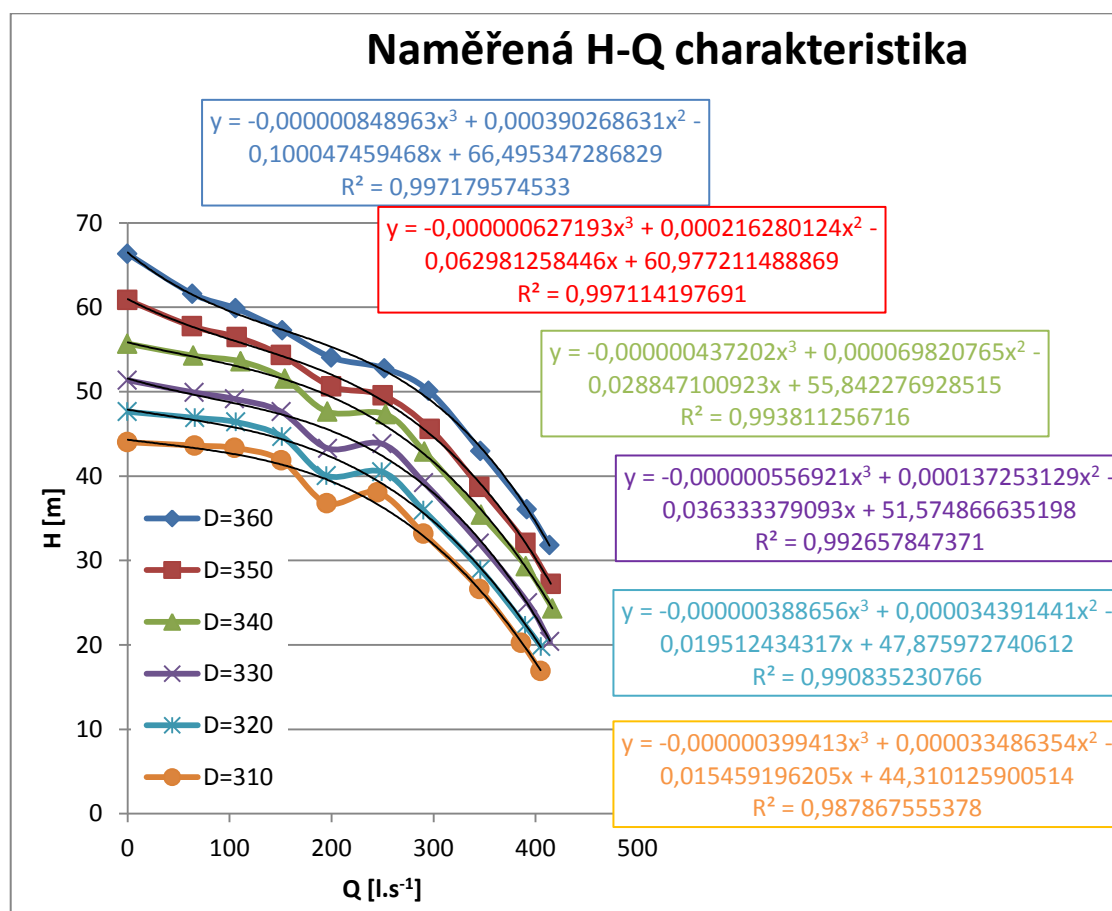
$$a_2 = 0,000129266$$

$$a_3 = -0,0017028$$

Výsledná závislost měrné energie na průtoku a výstupním průměru má tvar:

$$Y = -44,846404 + 0,005041489 \cdot D^2 + 0,000129266 \cdot D \cdot Q - 0,0017028 \cdot Q^2 \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (4.2)$$

Po dosazení proměnných a koeficientů do rovnice dostaneme výsledky pro jednotlivé průtoky různých stočení oběžného kola.

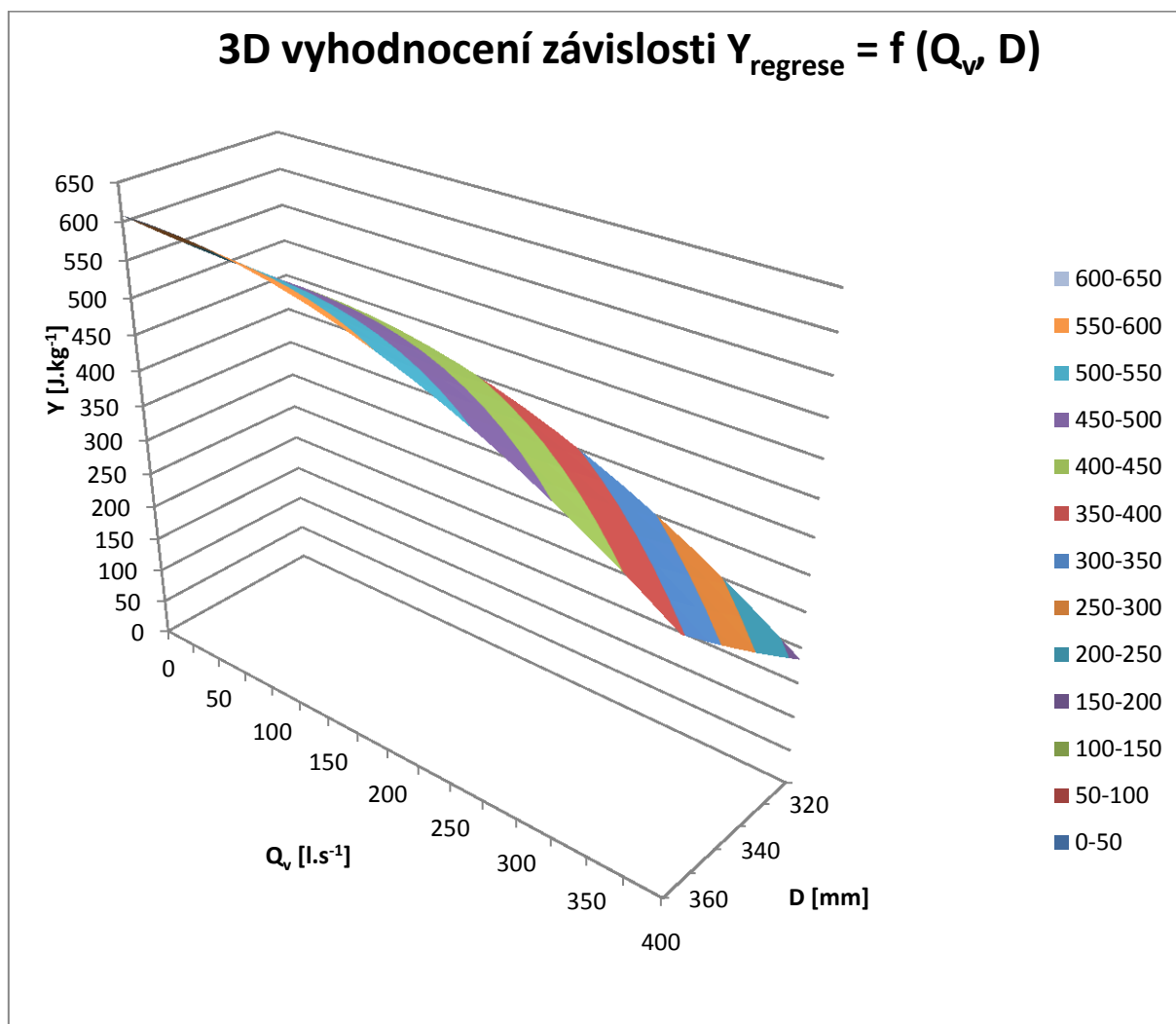


Obr. 4.14 Naměřená H-Q charakteristika pro jednotlivé stočení oběžného kola

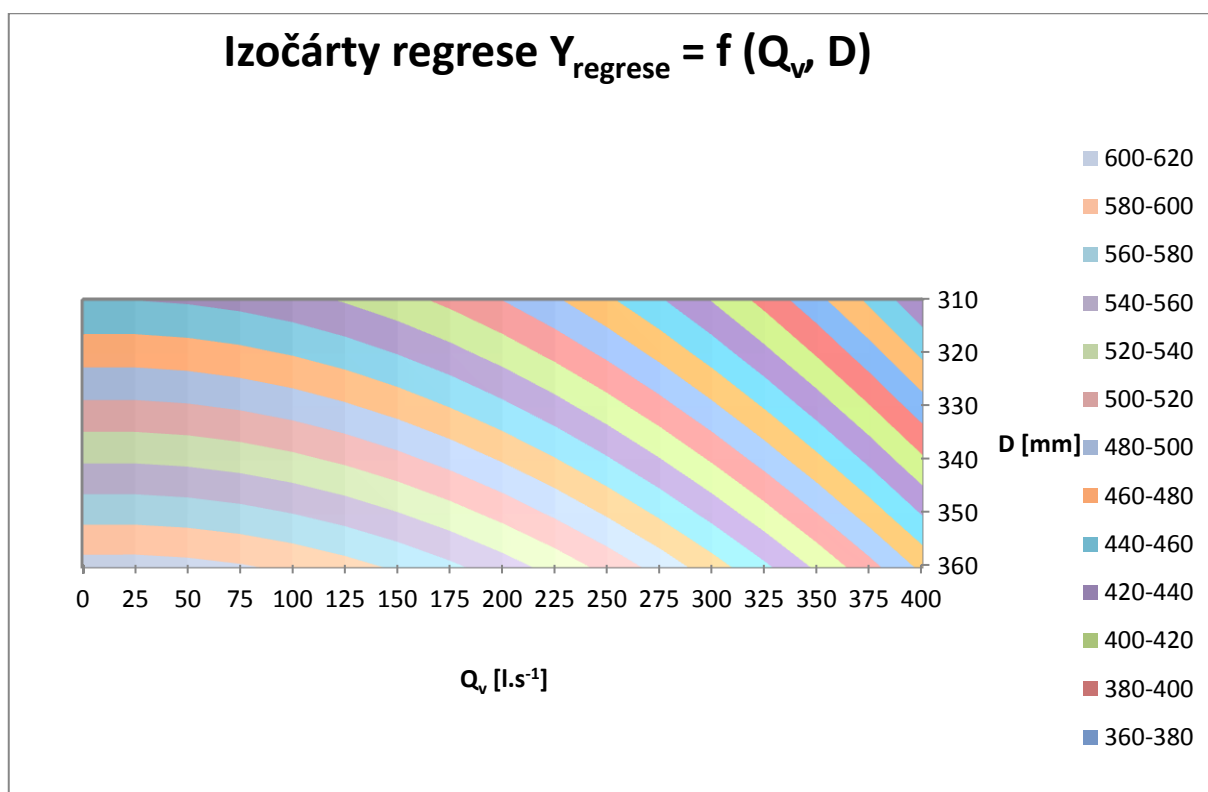
Na obrázku 4.14 jsou vykresleny naměřené  $H - Q$  charakteristiky, které jsou proloženy regresemi, kde pomocí jejich rovnic jsou přepočteny dopravní výšky jednotlivých stočení pro stejné průtoky.

|    | A                                 | B           | C                  | D       | E          | F            | G         | H           | I           |
|----|-----------------------------------|-------------|--------------------|---------|------------|--------------|-----------|-------------|-------------|
| 1  | VÝSLEDEK                          |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 2  |                                   |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 3  | Regresní statistika               |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 4  | Násobné R                         | 0,995182163 |                    |         |            |              |           |             |             |
| 5  | Hodnota spolehlivosti R           | 0,990387537 |                    |         |            |              |           |             |             |
| 6  | Nastavená hodnota spolehlivosti R | 0,990093278 |                    |         |            |              |           |             |             |
| 7  | Chyba stř. hodnoty                | 10,05042    |                    |         |            |              |           |             |             |
| 8  | Pozorování                        | 102         |                    |         |            |              |           |             |             |
| 9  |                                   |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 10 | ANOVA                             |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 11 |                                   | Rozdíl      | SS                 | MS      | F          | Významnost F |           |             |             |
| 12 | Regrese                           | 3           | 1019917,325        | 339972  | 3365,69915 | 1,14209E-98  |           |             |             |
| 13 | Rezidua                           | 98          | 9899,072326        | 101,01  |            |              |           |             |             |
| 14 | Celkem                            | 101         | 1029816,398        |         |            |              |           |             |             |
| 15 |                                   |             |                    |         |            |              |           |             |             |
| 16 |                                   | Koeficienty | Chyba stř. hodnoty | t Stat  | Hodnota P  | Dolní 95%    | Horní 95% | Dolní 95,0% | Horní 95,0% |
| 17 | Hranice                           | -44,846404  | 9,929533234        | -4,5165 | 1,7554E-05 | -64,55123951 | -25,14157 | -64,55124   | -25,141568  |
| 18 | D2                                | 0,005041489 | 9,10524E-05        | 55,369  | 9,3795E-76 | 0,004860799  | 0,0052222 | 0,0048608   | 0,00522218  |
| 19 | D.Qv                              | 0,000129266 | 9,05847E-05        | 1,427   | 0,15675356 | -5,04965E-05 | 0,000309  | -5,05E-05   | 0,00030903  |
| 20 | Q2v                               | -0,0017028  | 7,32922E-05        | -23,233 | 1,2079E-41 | -0,001848247 | -0,001557 | -0,0018482  | -0,0015574  |

Obr. 4.15 Výsledky spočtených koeficientů



Obr. 4.16 3D vyhodnocení závislosti  $Y_{\text{regrese}} = f(Q_v, D)$



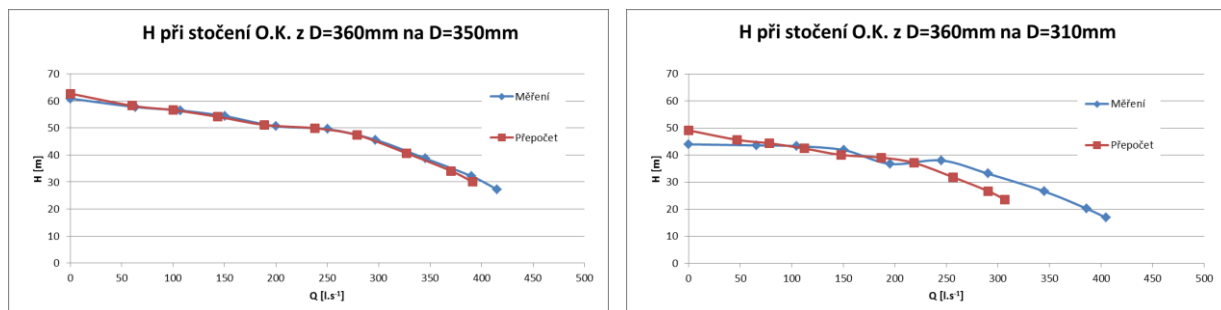
Obr. 4.17 Izočárty regrese  $Y_{\text{regrese}} = f(Q_v, D)$

Na obr. 4.16 je 3D graf vyhodnocení závislosti  $Y_{\text{regrese}} = f(Q_v, D)$ , podle kterého můžeme zvolit pro námi požadovanou měrnou energii a průtok konkrétní průměr oběžného kola. Pro jednodušší a přehlednější zobrazení slouží graf na obr. 4.17 (vychází z grafu 4.16, který je průmětem do roviny  $Q - D$ ). U tohoto řešení musíme ale počítat s mírnou odchylkou od skutečnosti, protože při prokládání jednotlivých charakteristik spojnicemi trendů byla charakteristika vyhlazena. To znamená, že odchylky charakteristik způsobené nestabilitou čerpadla v určitých průtocích nejsou zahrnuty do výsledných grafů.

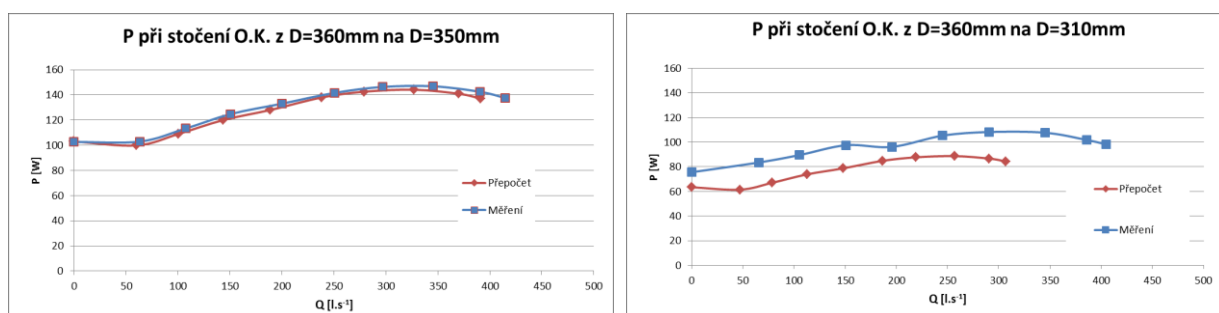
## 4.5 Výpočet pomocí afinních vztahů

Tento způsob výpočtu stočení oběžného kola je v běžné praxi nejjednodušší a nejrychlejší. Pomocí afinních vztahů (3.3), (3.6) a (3.9) jsem přepočtl naměřené hodnoty z původního rozměru pro jednotlivá stočení oběžného kola. Pak jsem přepočtené hodnoty podle afinních vztahů porovnal s hodnotami naměřenými a vynesl do grafů (např.: obr. 4.17, 4.18 a 4.19), kde jsem dal pro vizuální porovnání vedle sebe grafy. Na levé straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 350\text{mm}$  a na pravé straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 310\text{mm}$ . Ostatní grafy pro jednotlivá stočení jsou

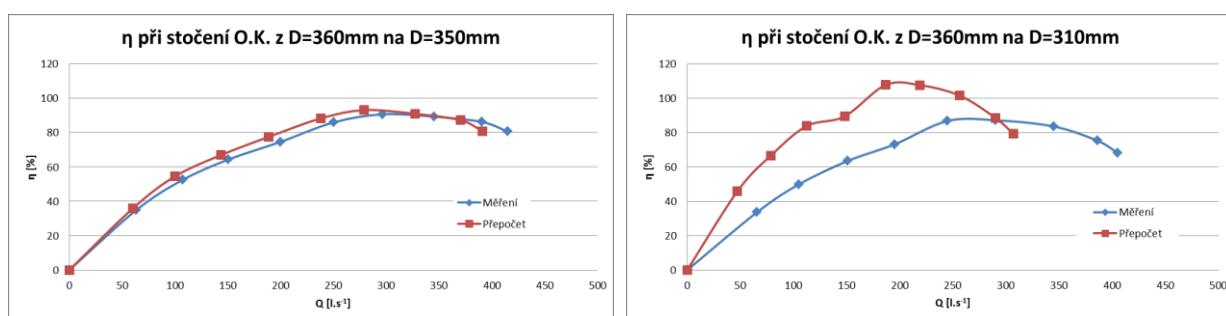
vykresleny v příloze A. U šikmého vysoustružení lopatek oběžného kola, kde jsou dva zakótované rozměry, jsem zavedl zjednodušení pro výpočty a označení. Rozměr oběžného kola 340mm – 320mm jsem označil 330mm, 330mm – 310mm jsem označil 320mm a 320mm – 300mm jsem označil 310mm.



Obr. 4.17 Porovnání  $H - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí afinních vztahů z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )



Obr. 4.18 Porovnání  $P - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí afinních vztahů z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )



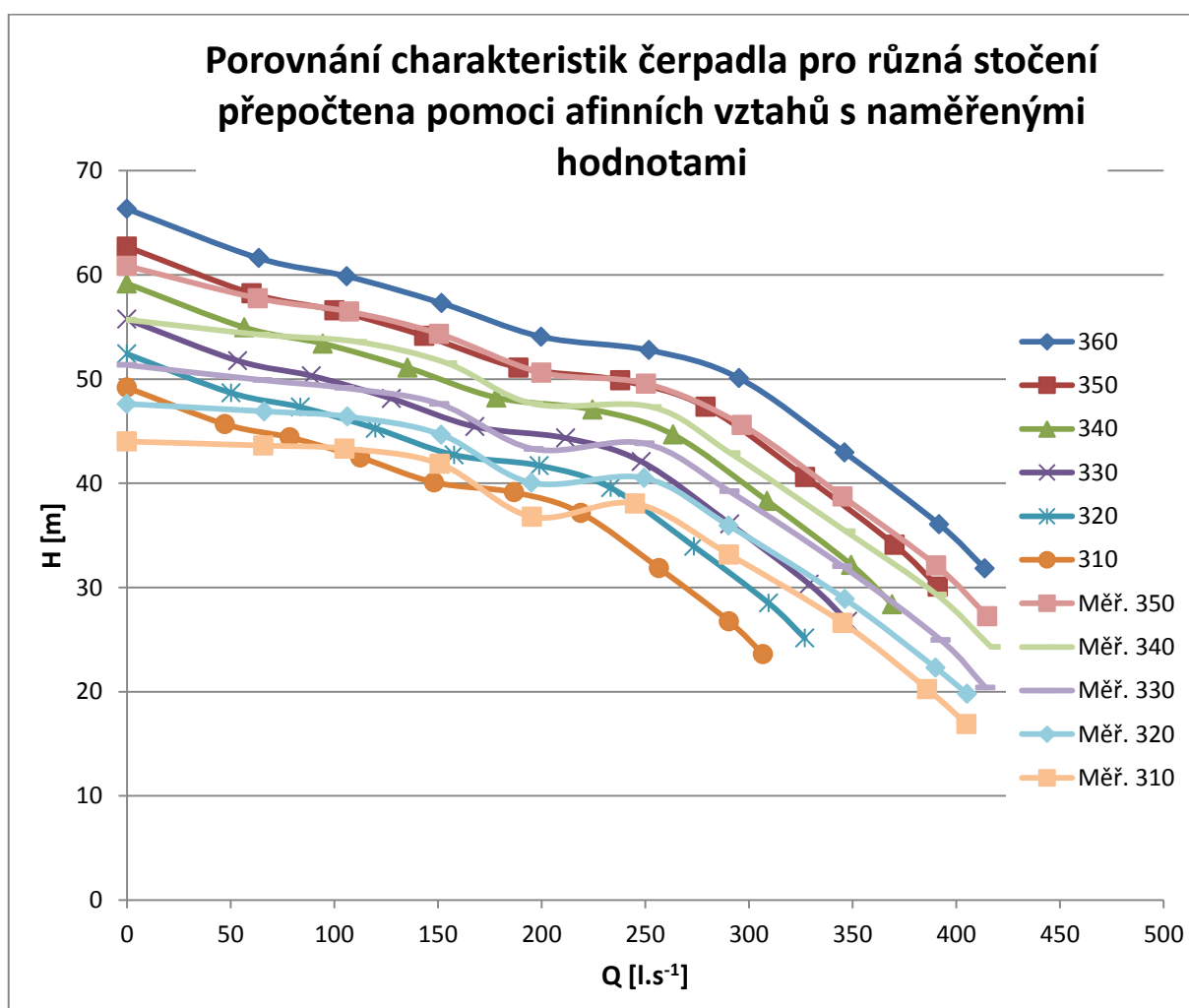
Obr. 4.19 Porovnání  $\eta - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí afinních vztahů z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )

Přepočtené hodnoty účinnosti byly spočteny podle vztahu:

$$\eta' = \frac{P_h}{P'} \quad [1] \quad (4.3)$$

kde hydraulický výkon  $P_h$  se spočte podle vztahu:

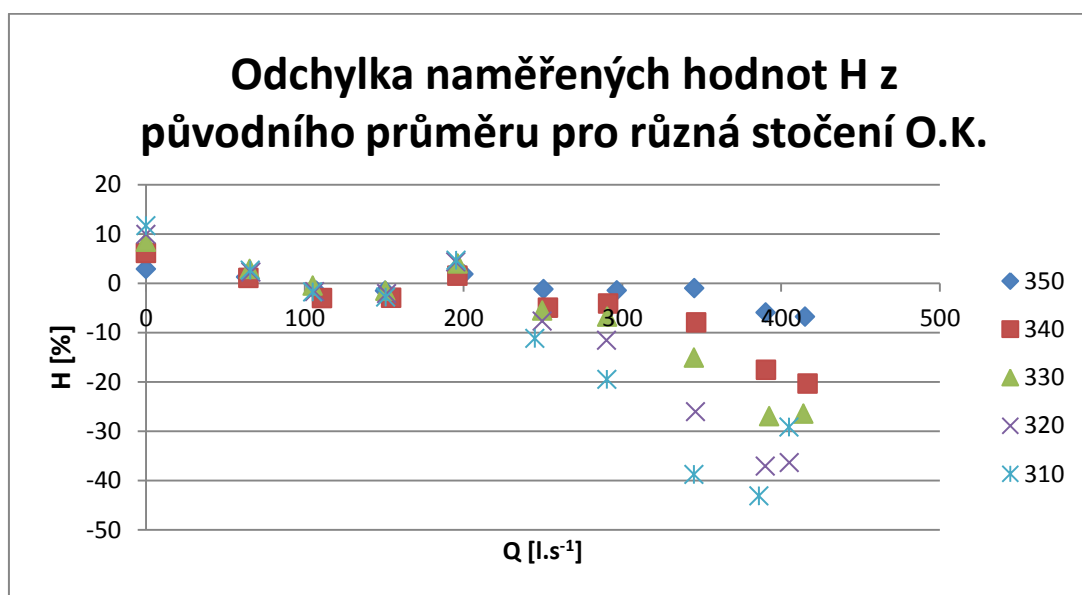
$$P_h = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad [W] \quad (4.4)$$



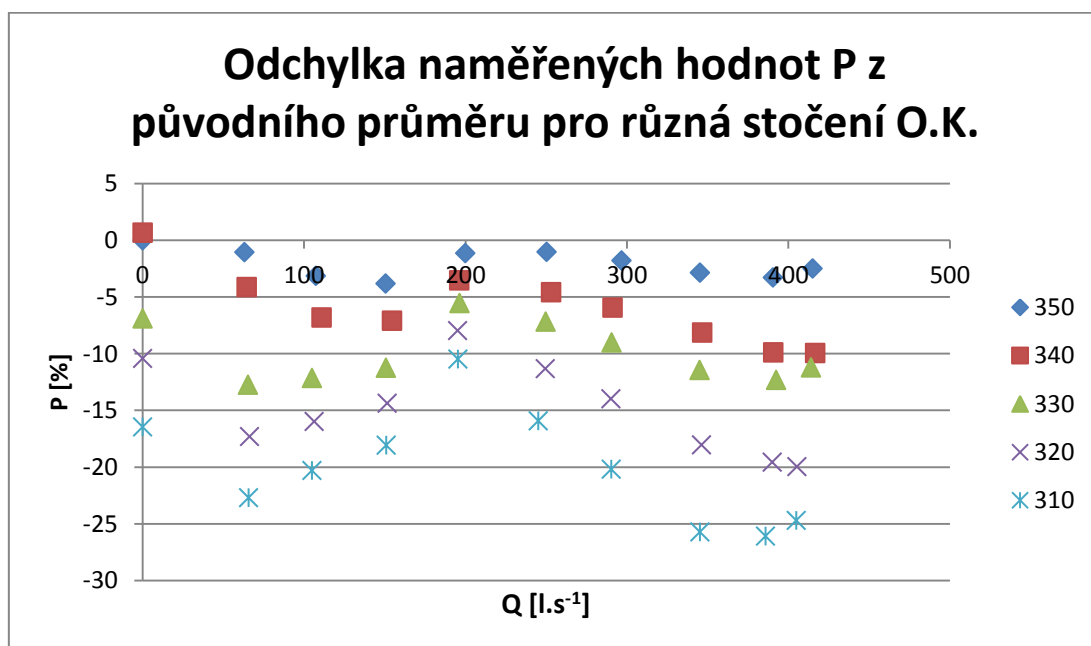
Obr. 4.20 Porovnání charakteristik čerpadla pro různá stočení přepočtena pomocí afinních vztahů s naměřenými hodnotami

V grafu na obr. 4.20 můžeme vidět  $H$ - $Q$  charakteristiku jak pro naměřené hodnoty, tak pro přepočtené hodnoty pomocí afinních vztahů z původního rozměru. Nejvýraznější změny jsou v závěrném bodě, kdy pro přepočty pomocí afinních vztahů jsou hodnoty nadhodnoceny. Další výrazná změna je pokles průtoku  $Q$  pro všechny přepočtené hodnoty pomocí afinních vztahů na rozdíl od naměřených hodnot.

Na obrázku 4.21 jsou vykresleny procentuálně odchylky naměřených hodnot dopravní výšky  $H$  oproti vypočteným hodnotám pomocí afinního vztahu z původního průměru oběžného kola, které jsou v závislosti na průtoku  $Q$ . Největší odchylky se objevují od průtoku  $250 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$  a s rostoucím průtokem odchylka roste. U některých stočení mohou být hodnoty odchylek dosti výrazné, protože jednotlivé charakteristiky byly vyhlazeny proložením pokud možno co nejvhodnější regresní křivkou. Proto jsou tyto výsledky zatížené chybami v nestabilní části charakteristiky a v nejvyšších průtocích charakteristik čerpadel.



Obr. 4.21 Procentuální odchylka naměřených hodnot dopravní výšky  $H$  od hodnot spočtených pomocí afinních vztahů



Obr. 4.22 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $P$  od hodnot spočtených pomocí afinních vztahů

Dále jsem vykreslil procentuální odchylky mezi přepočtenými a naměřenými hodnotami příkonu  $P$  čerpadla v závislosti na průtoku  $Q$ , viz obr. 4.22. Zde můžeme vidět, že nejvýraznější odchylky jsou v závěrných bodech, potom tato odchylka klesá v labilní části charakteristiky, která odpovídá průtoku  $200 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ , kde jsou odchylky nejmenší a potom tato odchylka opět roste do maximálních hodnot s rostoucím průtokem. Jak můžeme vidět na obr. 4.20, 4.21 a 4.22, s rostoucím stočením oběžného kola roste odchylka naměřených hodnot ve srovnání s vypočtenými hodnotami pomocí afinních vztahů.

## 4.6 Výpočet pomocí normy

Pro tento způsob řešení jsem použil vztah (3.8) uvedený v literatuře [2], kde potřebujeme znát vstupní průměr  $D_1$ . Vstupní průměr oběžného kola je podle údajů výrobce  $D_1 = 150 \text{ mm}$ . Po dosazení hodnot do vztahů jsem pro jednotlivé naměřené průtoky provedl výpočty a následně jsem hodnoty vykreslil do grafů a porovnal je s hodnotami naměřenými pro jednotlivá stočení. Příklad jednoho porovnání viz obr. 4.23. Ostatní výpočty a vykreslení do grafů jsou v příloze A.

Výpočet pro hydraulický příkon jsem odvodil ze vztahu (3.8):

$$\frac{P}{P'} = \frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \cdot \sqrt{\frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2}} = \frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \cdot \left( \frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \right)^{\frac{3}{2}} \quad [-] \quad (4.5)$$

kde první a druhý člen rovnice odpovídá:

$$\frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} = H$$

$$\sqrt{\frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2}} = Q$$

Určení účinnosti stočeného oběžného kola je pak podle vztahu:

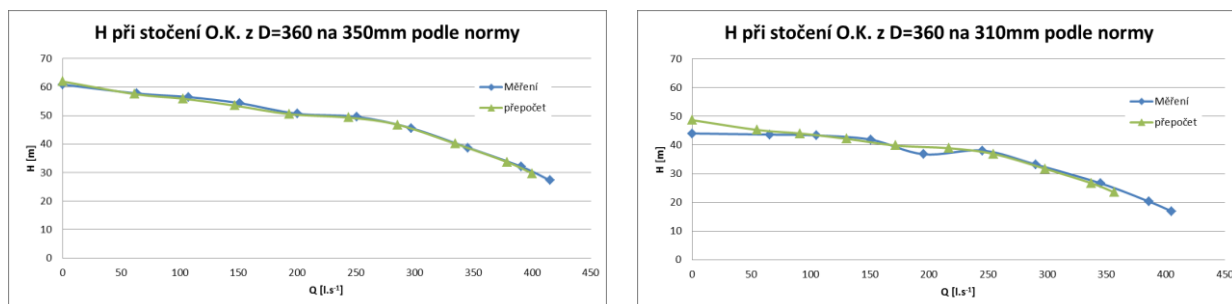
$$\eta' = \frac{P_h'}{P'} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.6)$$

Přepočtený hydraulický výkon  $P_h'$  jsem spočítal podle vztahu

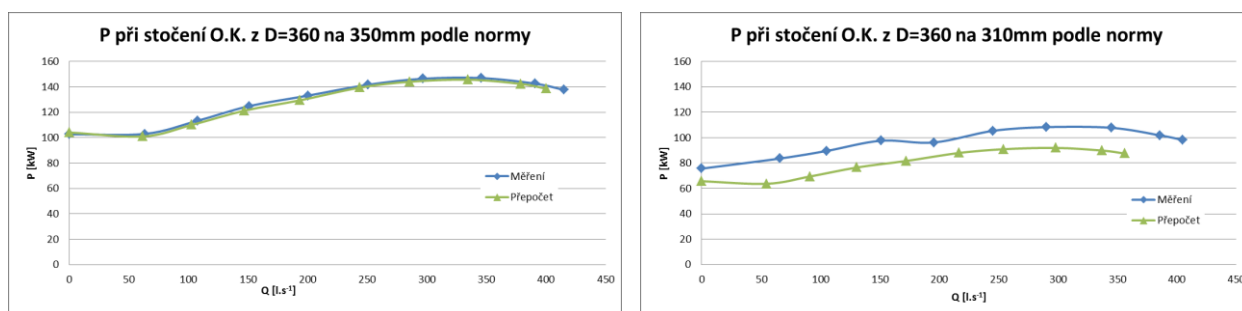
$$P_h' = \rho \cdot g \cdot H' \cdot Q' \quad [\text{W}] \quad (4.7)$$



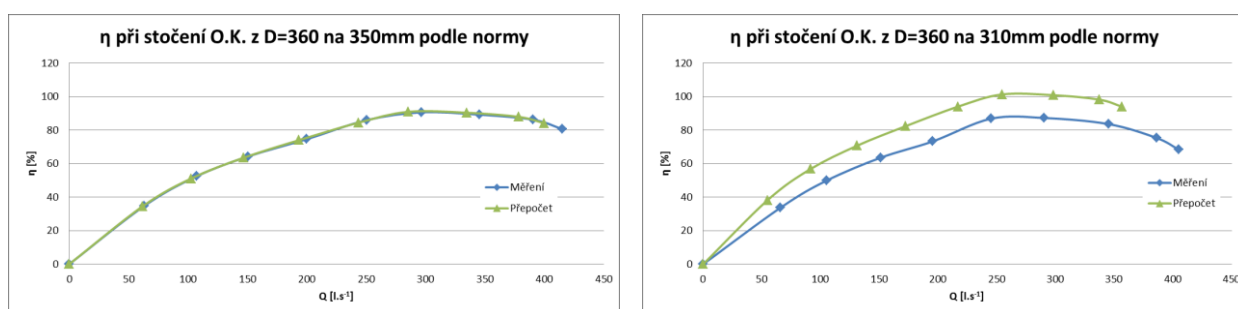
Jednotlivé hodnoty jsem opět vypočetl pro různá stočení a následně vykreslil do grafů pro porovnání s naměřenými hodnotami. Příklady vykreslených hodnot pro  $P-Q$  a  $\eta-Q$  jsou na obrázcích (4.24) a (4.25). Ostatní výpočty a vykreslení do grafů jsou v příloze A



Obr. 4.23 Porovnání  $H - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomoci normy z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$  )



Obr. 4.24 Porovnání  $P - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomoci normy z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$  )

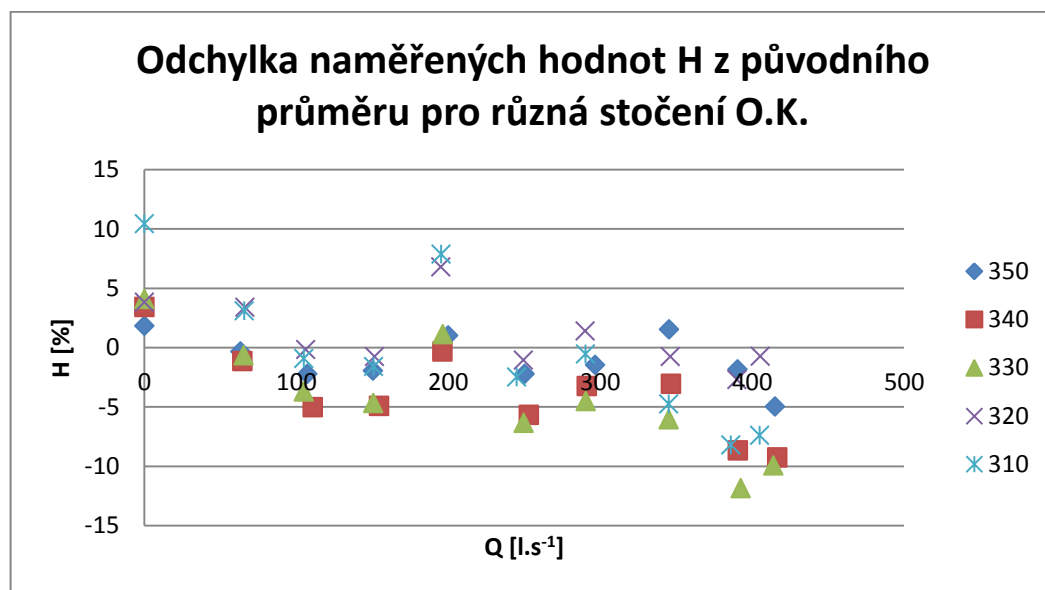


Obr. 4.25 Porovnání  $\eta - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomoci normy z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$  )

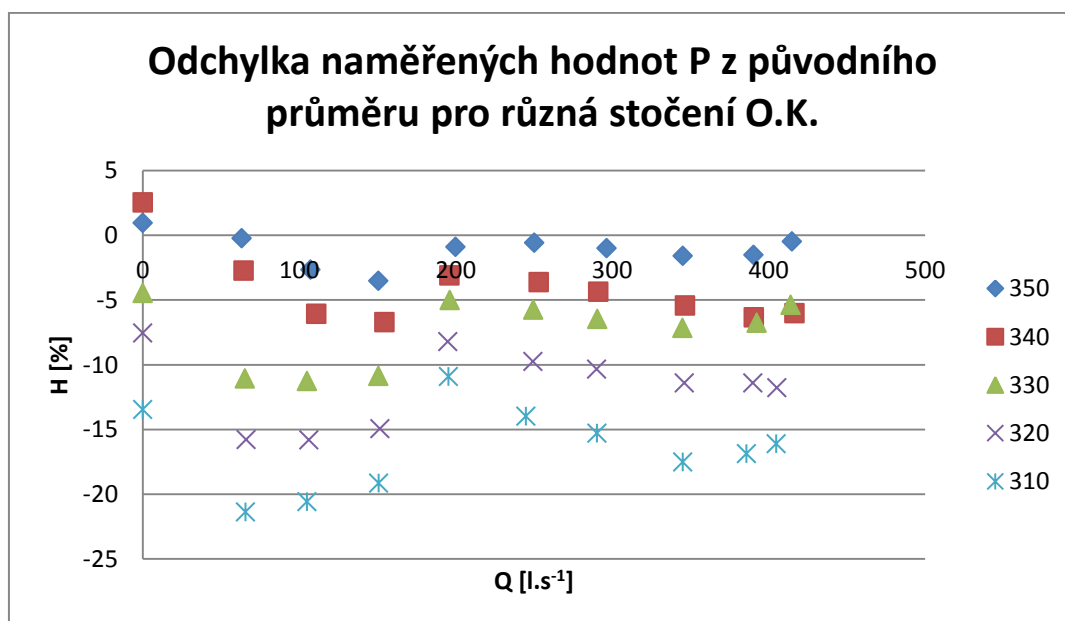
Na obrázcích 4.23, 4.24 a 4.25 můžeme vidět charakteristiky  $H - Q$ ,  $P - Q$  a  $\eta - Q$ , kde jsem dal pro vizuální porovnání vedle sebe grafy. Na levé straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 350\text{mm}$  a na pravé

straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 310\text{mm}$ . Ostatní grafy pro jednotlivá stočení jsou vykresleny v příloze A. Opět jako v předchozím případě s rostoucím stočením roste odchylna naměřených hodnot od přepočtených, ale ve srovnání s přepočtem afinními vztahy jsou odchylky poněkud nižší.

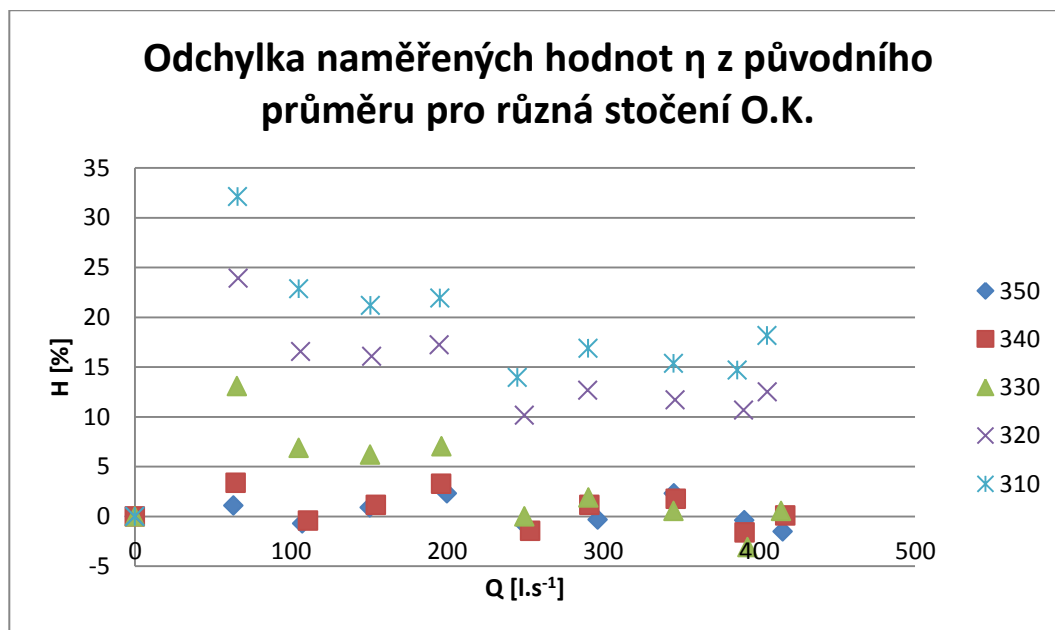
Následně jsem vykreslil grafy odchylek (viz obr. 4.26, 4.27 a 4.28) pro různá stočení oběžného kola. Opět tyto hodnoty jsou také z části zatíženy chybou jak v předchozím případě u výpočtu pomocí afinních vztahů.



Obr. 4.26 Procentuální odchylka naměřených hodnot dopravní výšky  $H$  od hodnot spočtených pomocí normy



Obr. 4.27 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $P$  od hodnot spočtených pomocí normy



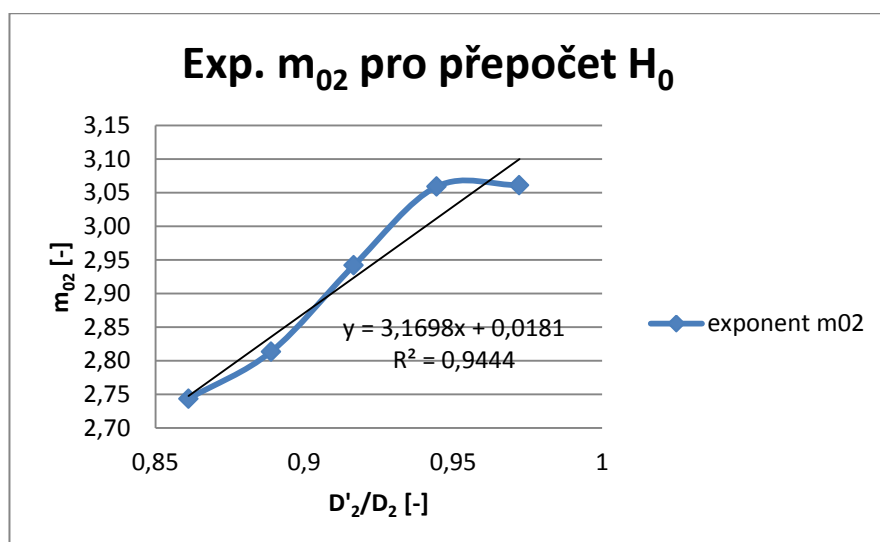
Obr. 4.28 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $\eta$  od hodnot spočtených pomocí normy

## 4.7 Výpočet pomocí opravných exponentů afinních vztahů

Tato metodika vychází z publikace [11]. Jejím cílem je upřesnit jednotlivé exponenty poměru původního a stočeného průměru v přepočtových vztazích pro  $Q$ ,  $H$ ,  $P$  a  $\eta$ . U tohoto způsobu jsem určil rozdílné opravné exponenty afinních vztahů pro závěrné body dopravní výšky  $H$  a příkonu  $P$  a pro ostatní body charakteristik  $H-Q$  a  $P-Q$ . Hodnoty v závěrných bodech byly odečteny z měření a pomocí vztahů (3.14), (3.15) byly vypočteny hodnoty opravných exponentů  $m_{02}$  a  $m_{03}$  uvedených v Tab. 3 a Tab. 4.

| Pro závěrný bod $H_0$ |                   |                   |
|-----------------------|-------------------|-------------------|
| $D_2$                 | $D'_2/D_2$        | exp. $m_{02} H_0$ |
| 360                   | 1                 |                   |
| 350                   | 0,972222222       | 3,0610            |
| 340                   | 0,944444444       | 3,0589            |
| 330                   | 0,916666667       | 2,9419            |
| 320                   | 0,888888889       | 2,8136            |
| 310                   | 0,861111111       | 2,7434            |
|                       | Průměrná hodnota: | 2,9237            |

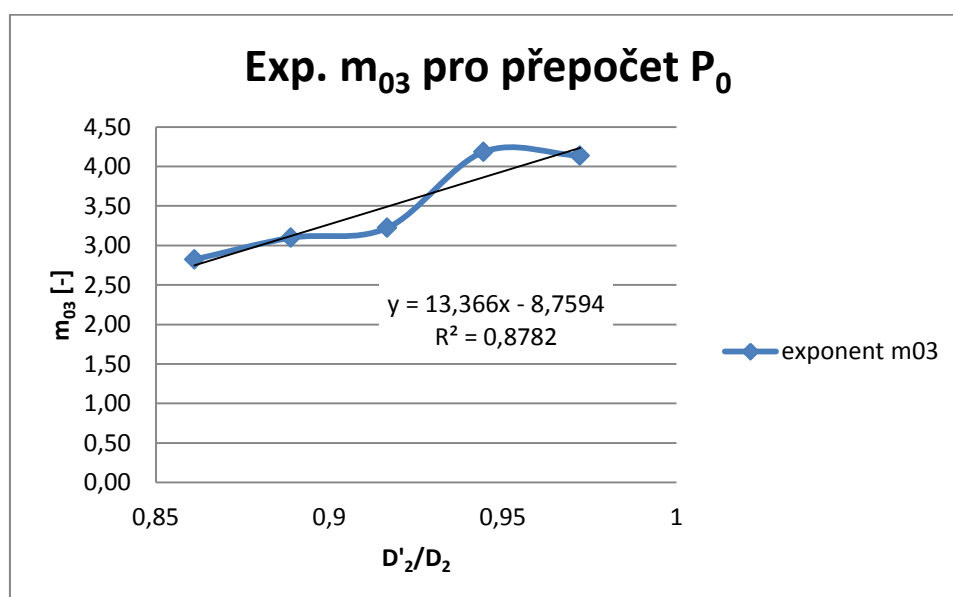
Tab. 3 Vypočtené exponenty jednotlivých stočení pro závěrný bod dopravní výšky  $H_0$



Obr. 4.29 Závislost hodnoty exponentu na poměru stočení oběžného kola závěrného bodu pro dopravní výšku  $H_0$

| Pro závěrný bod $P_0$ |             |                   |
|-----------------------|-------------|-------------------|
| $D_2$                 | $D'_2/D_2$  | exp. $m_{03} P_0$ |
| 360                   | 1           |                   |
| 350                   | 0,972222222 | 4,1353            |
| 340                   | 0,944444444 | 4,1846            |
| 330                   | 0,916666667 | 3,2232            |
| 320                   | 0,888888889 | 3,0976            |
| 310                   | 0,861111111 | 2,8224            |
| Průměrná hodnota:     |             | 3,4926            |

Tab. 4 Vypočtené exponenty jednotlivých stočení pro závěrný bod příkonu  $P_0$



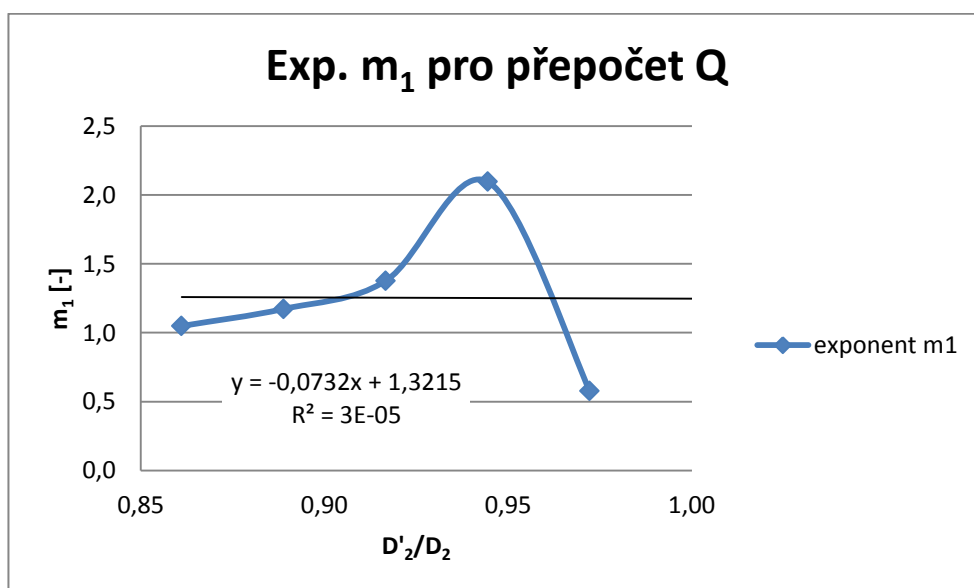
Obr. 4.30 Závislost hodnoty exponentu na poměru stočení oběžného kola závěrného bodu pro příkon  $P_0$

Na obrázcích 4.29 a 4.30 jsou vykresleny vypočtené opravné exponenty pro závěrné body charakteristiky v závislosti na poměru průměru oběžných kol na dopravní výšky  $H_0$  a příkonu  $P_0$ . U dopravní výšky pro závěrný bod  $H_0$  s rostoucím stočením exponent klesá. Pro příkon v závěrném bodě  $P_0$  exponent s rostoucím stočením klesá.

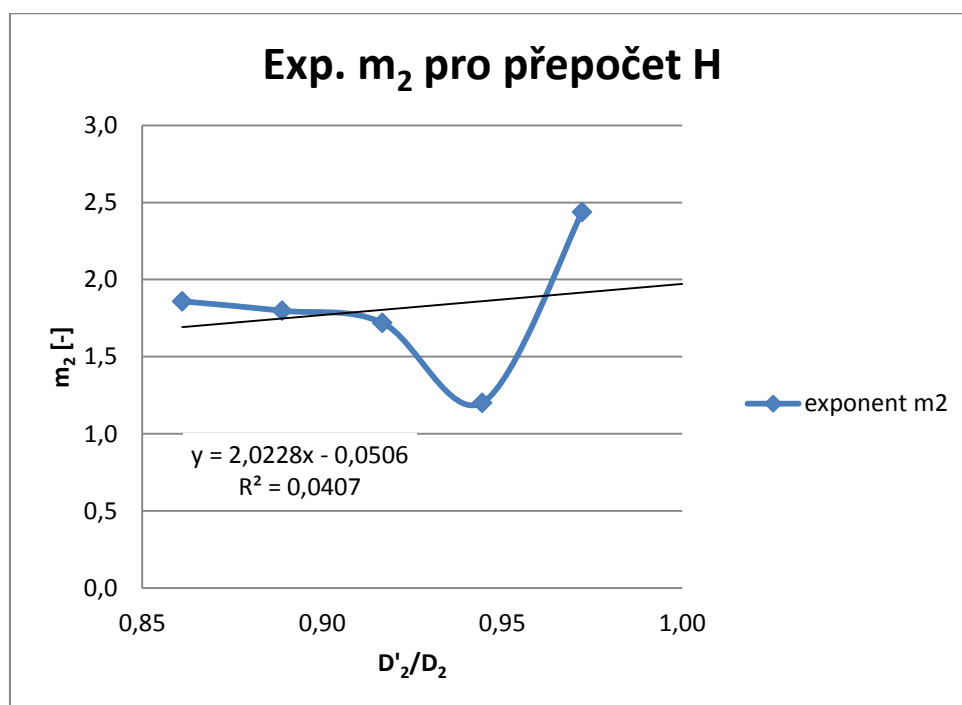
Pro ostatní hodnoty charakteristik jsem určil opravné exponenty na základě parametrů dosahovaných v optimálních bodech s nejvyšší účinností uvedených v Tab. 5. Ty jsem opět stanovil z naměřených průběhů charakteristik pro různá stočení. Po dosazení do vztahů (3.10), (3.11), (3.12) a (3.13) jsem dostal hodnoty exponentů pro jednotlivá stočení v optimálních bodech, ze kterých jsem určil průměrnou hodnotu nových opravných exponentů  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $m_4$ .

| Body s nejvyšší účinností |            |                                    |                      |      |      |                       |                       |                       |                          |
|---------------------------|------------|------------------------------------|----------------------|------|------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------|
|                           |            | Naměřené hodnoty pro optimální bod |                      |      |      |                       |                       |                       |                          |
| $D_2$                     | $D'_2/D_2$ | $\eta$                             | $Q$                  | $P$  | $H$  | exp. $m_1$<br>( $Q$ ) | exp. $m_2$<br>( $H$ ) | exp. $m_3$<br>( $P$ ) | exp. $m_4$<br>( $\eta$ ) |
| [mm]                      | [-]        | [-]                                | [l.s <sup>-1</sup> ] | [kW] | [m]  | [-]                   | [-]                   | [-]                   | [-]                      |
| 360                       | 1          | 91,3                               | 310                  | 161  | 48,2 |                       |                       |                       |                          |
| 350                       | 0,9722     | 90,9                               | 305                  | 147  | 45   | 0,5772                | 2,4386                | 3,2293                | 0,1559                   |
| 340                       | 0,9444     | 90,2                               | 275                  | 136  | 45   | 2,0960                | 1,2019                | 2,9523                | 0,2121                   |
| 330                       | 0,9167     | 89,9                               | 275                  | 124  | 41,5 | 1,3768                | 1,7201                | 3,0010                | 0,1776                   |
| 320                       | 0,8889     | 89                                 | 270                  | 115  | 39   | 1,1729                | 1,7982                | 2,8567                | 0,2166                   |
| 310                       | 0,8611     | 88,1                               | 265                  | 107  | 36,5 | 1,0489                | 1,8594                | 2,7324                | 0,2386                   |
| Průměrné hodnoty:         |            |                                    |                      |      |      | 1,2544                | 1,8036                | 2,9543                | 0,2001                   |

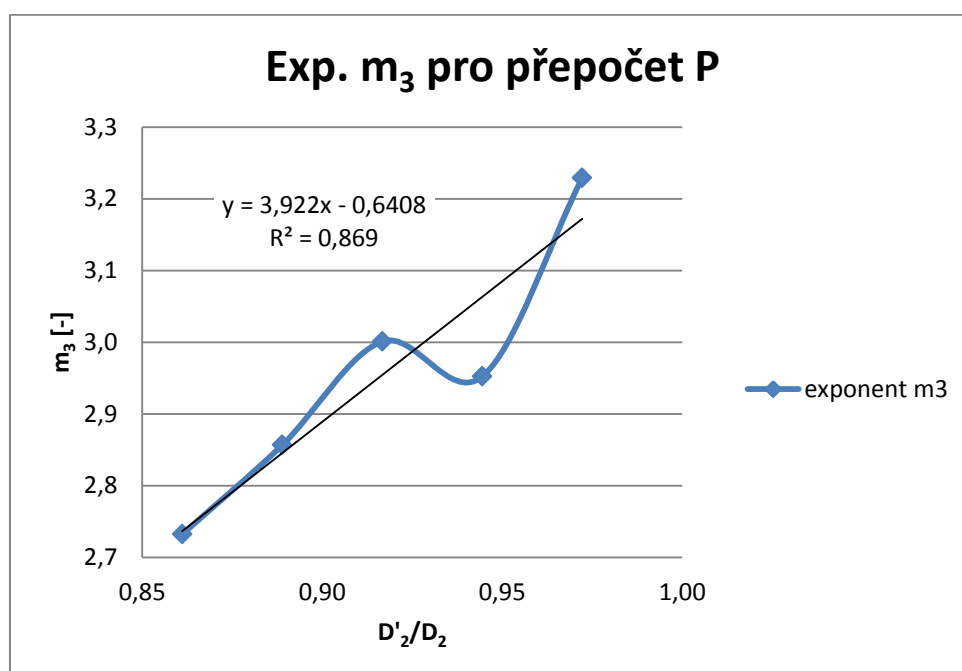
Tab. 5 Vypočtené exponenty jednotlivých stočení v optimálních bodech pro  $Q$ ,  $H$ ,  $P$  a  $\eta$



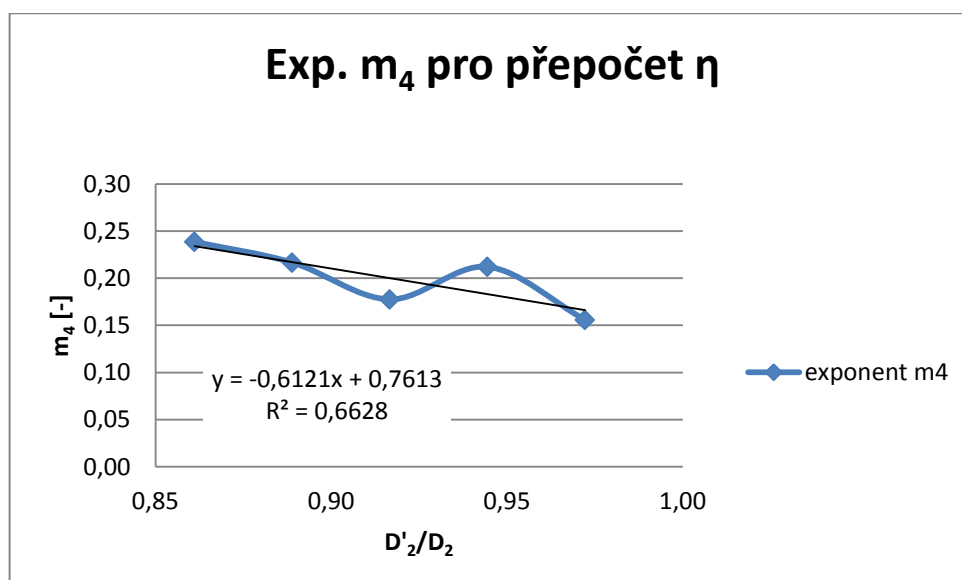
Obr. 4.31 Závislost exponentu  $m_1$  na poměru stočení oběžného kola v optimálních bodech



Obr. 4.32 Závislost exponentu  $m_2$  na poměru stočení oběžného kola v optimálních bodech



Obr. 4.33 Závislost exponentu  $m_3$  na poměru stočení oběžného kola v optimálních bodech



Obr. 4.34 Závislost exponentu  $m_4$  na poměru stočení oběžného kola v optimálních bodech

Na obrázcích 4.31, 4.32, 4.33 a 4.34 jsou vykresleny vypočtené opravné exponenty pro optimální body charakteristiky v závislosti na poměru průměru oběžných kol pro přepočet průtoku  $Q$ , dopravní výšky  $H$ , příkonu  $P$  a účinnosti  $\eta$ . Exponent pro přepočet průtoku mezi prvním a druhým stočením prudce roste a s následujícím stočením exponent postupně klesá. Pro dopravní výšku exponent mezi prvním a druhým stočením prudce klesá a s následujícími stočeními tento exponent postupně roste. Exponent pro příkon na začátku klesá a mezi druhým a třetím stočením tento exponent mírně vzroste a s dalšími stočeními postupně klesá. Exponent pro účinnost na začátku stočení roste a mezi druhým a třetím stočením mírně klesne a pro dalších stočení exponent postupně roste. Jejich průměrné hodnoty jsou uvedeny v Tab.5.

Po dosažení nových opravných přepočtových koeficientu do afinních vztahů jsem získal nové výpočtové vztahy pro stočení oběžného kola NS222.

Opravné přepočtové vztahy závěrných bodů pro dopravní výšku  $H_0$  a příkon  $P_0$ :

$$\frac{H_0}{H'_0} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{2,9237} \quad [1] \quad (4.8)$$

$$\frac{P_0}{P'_0} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{3,4926} \quad [1] \quad (4.9)$$

Opravné přepočtové vztahy pracovních bodů pro průtok  $Q$ , dopravní výšku  $H$ , příkon  $P$  a celkovou účinnost  $\eta$ :

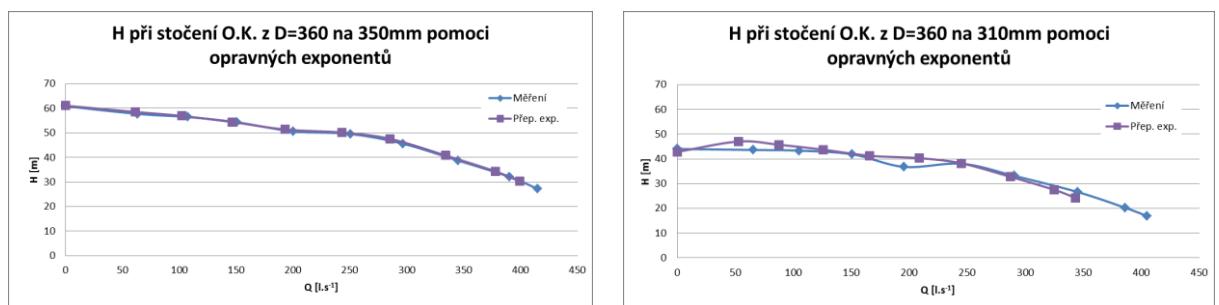
$$\frac{Q}{Q'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{1,2544} \quad [1] \quad (4.10)$$

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{1,8036} \quad [1] \quad (4.11)$$

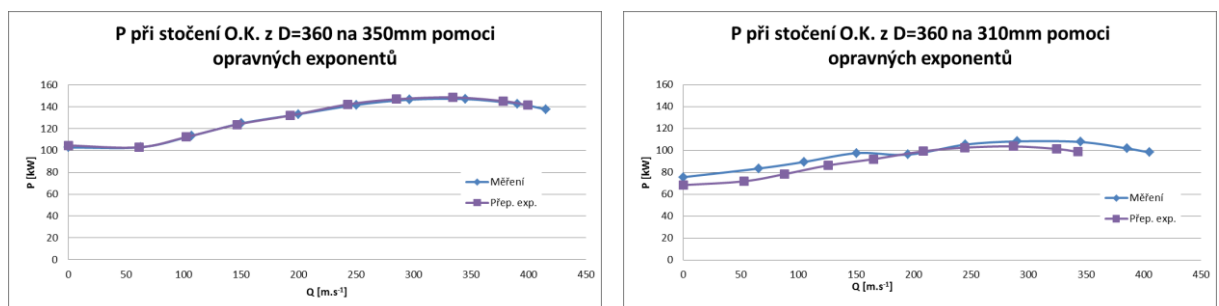
$$\frac{P}{P'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{2,9543} \quad [1] \quad (4.12)$$

$$\frac{\eta}{\eta'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^{0,2001} \quad [1] \quad (4.13)$$

Po přepočtení hodnot podle opravných koeficientů jsem nově získané hodnoty vynesl do grafů a porovnal s hodnotami naměřenými (viz např.: obr. 4.35, 4.36 a 4.37). Pro vizuální porovnání jsem vedle sebe umístil grafy, kde na levé straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 350\text{mm}$  a na pravé straně jsou charakteristiky pro stočení oběžného kola z původního průměru  $D = 360\text{mm}$  na průměr  $D = 310\text{mm}$ . Ostatní výpočty a grafy pro jednotlivá stočení jsou vykresleny v příloze A.

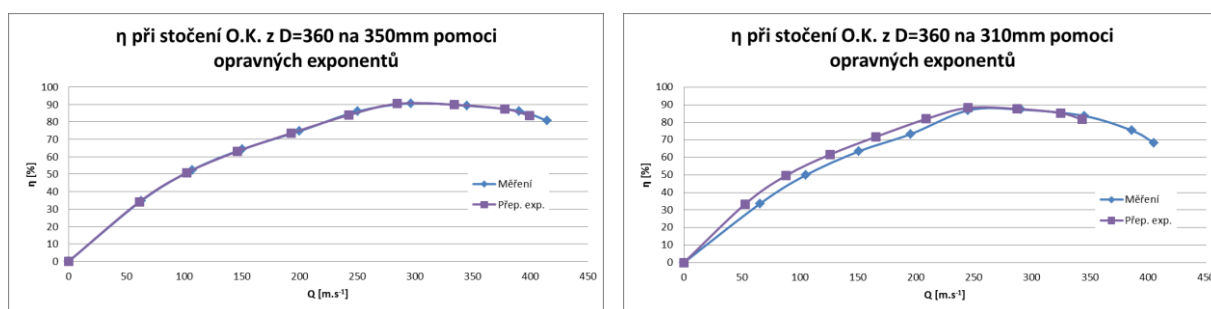


Obr. 4.35 Porovnání  $H - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí opravných exponentů z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )

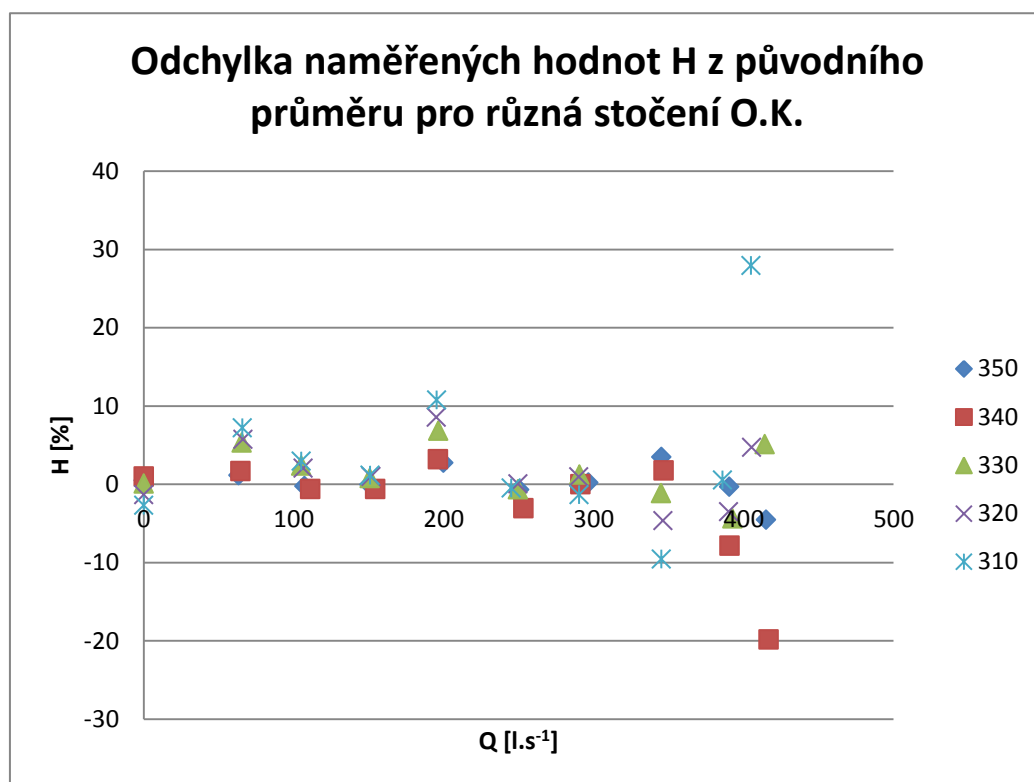


Obr. 4.36 Porovnání  $P - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí opravných exponentů z původního průměru oběžného kola (vlevo stočené O.K  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )

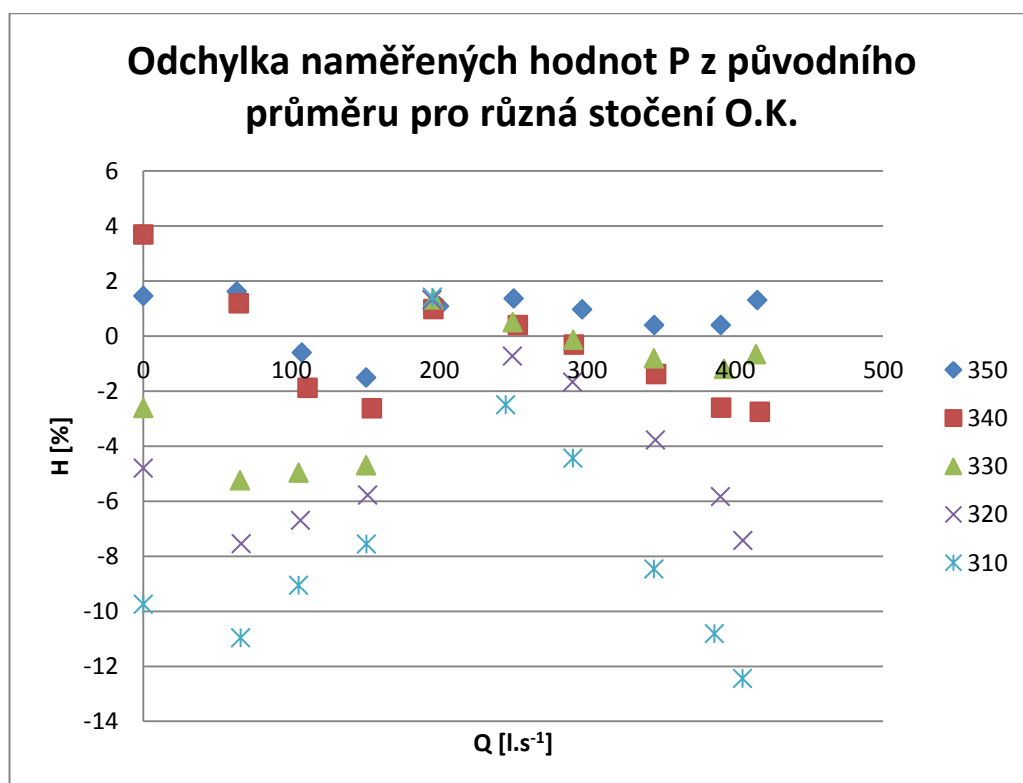




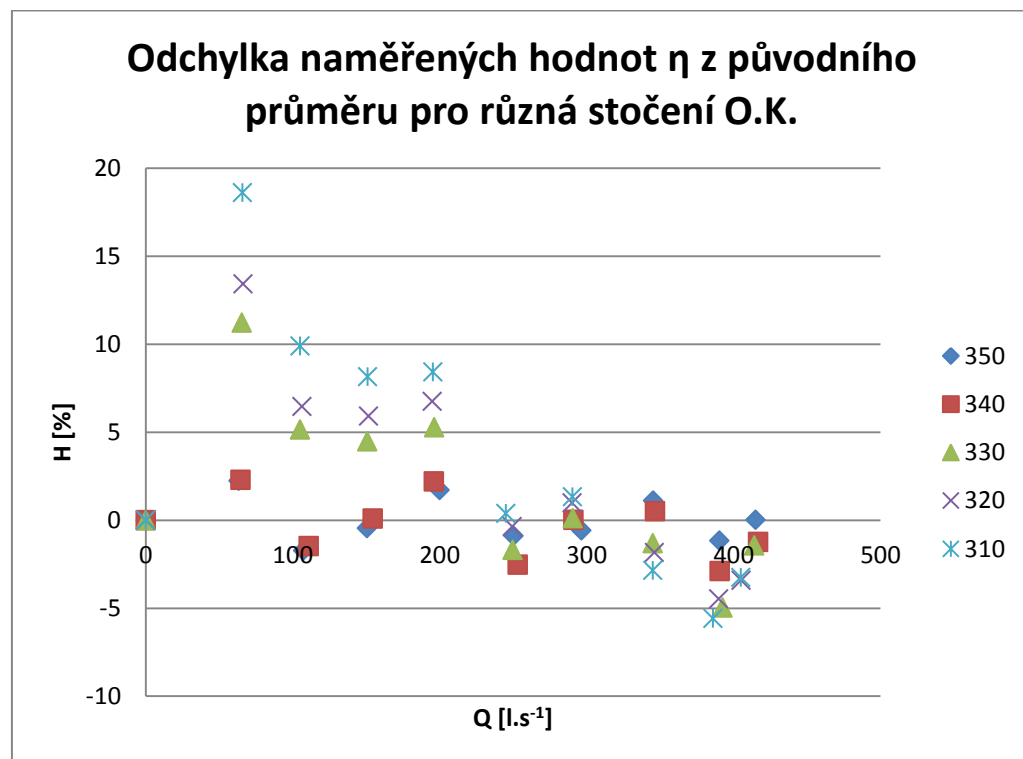
Obr. 4.37 Porovnání  $\eta - Q$  charakteristik naměřených a přepočtených hodnot pomocí opravných exponentů z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$  )



Obr. 4.38 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $H$  od hodnot spočtených pomocí normy



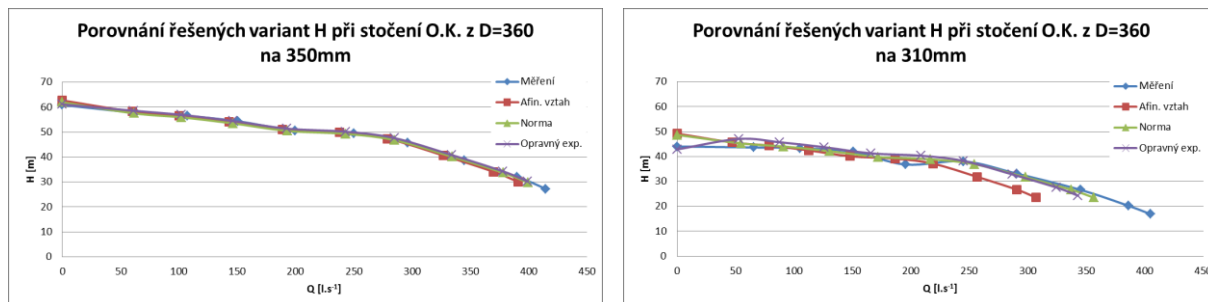
Obr. 4.39 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $P$  od hodnot spočtených pomocí normy



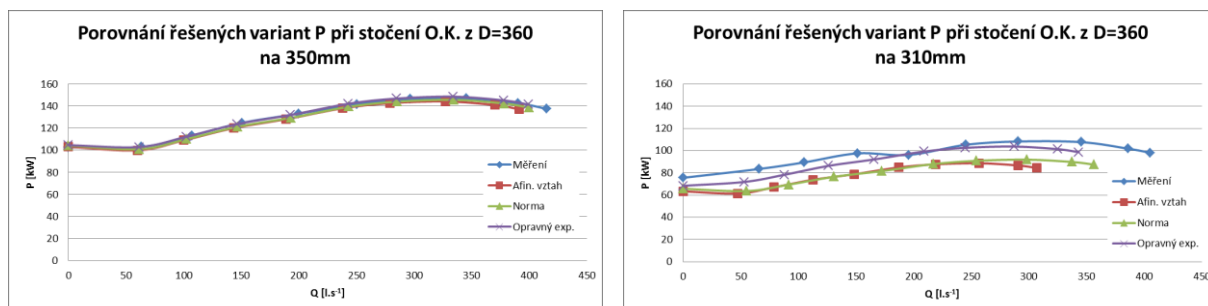
Obr. 4.40 Procentuální odchylka naměřených hodnot příkonu  $\eta$  od hodnot spočtených pomocí normy

## 4.8 Porovnání řešených variant výpočtů

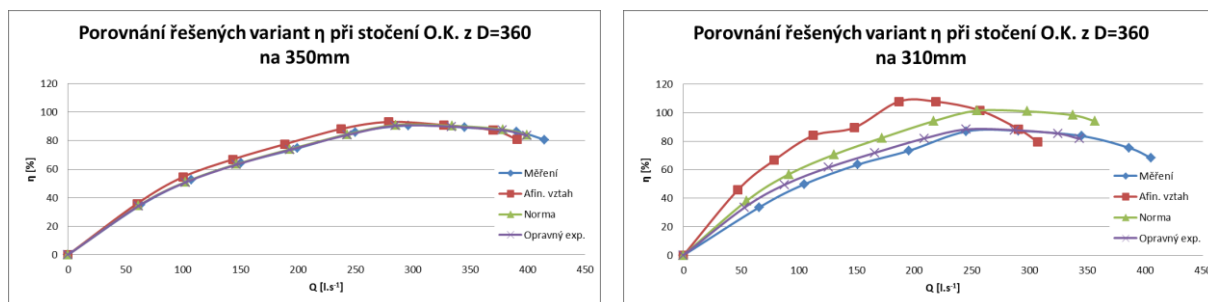
Řešené varianty jsem porovnal pro jednotlivá stočení oběžného kola. Porovnával jsem řešení výpočtu pomocí afinních vztahů, pomocí normy a pomocí opravných exponentů s naměřenými hodnotami v charakteristikách  $H-Q$ ,  $P-Q$  a  $\eta-Q$ . Příklad porovnání řešených variant pro nejmenší a největší stočení oběžného kola jsou na obrázcích 4.41, 4.42 a 4.43.



Obr. 4.41 Porovnání  $H - Q$  charakteristik všech výpočtových variant z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )



Obr. 4.42 Porovnání  $P - Q$  charakteristik všech výpočtových variant z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )



Obr. 4.43 Porovnání  $\eta - Q$  charakteristik všech výpočtových variant z původního průměru oběžného kola (vlevo pro stočené oběžné kolo  $D = 350\text{mm}$ , vpravo  $D = 310\text{mm}$ )

Na obrázcích 4.41, 4.42 a 4.43 je znázorněno porovnání charakteristik pro všechny řešené výpočtové varianty stočení oběžného kola. Podle těchto porovnání můžeme konstatovat, že s rostoucím stočením oběžného kola roste odchylka všech přepočtených hodnot oproti

naměřeným hodnotám. Pro přepočet pomocí afinních vztahu jsou odchylky stočení oběžného kola v porovnání s měřením největší proti ostatním řešením výpočtu. U přepočtu pomocí vztahu podle normy (3.8) je tato odchylka menší ve srovnání s odvozenými afinními vztahy. Největší shodu naměřených a přepočtených hodnot můžeme sledovat u řešení přepočtu pomocí opravných exponentů. Na obrázku 4.41 vpravo pro průměr oběžného kola  $D = 310$  mm můžeme vidět, že se některé charakteristiky řešených výpočtových variant protínají s naměřenými hodnotami, ale nejpřesnější celkový průběh charakteristiky odpovídá variantě řešené pomocí opravných exponentů. Největší nepřesnost můžeme vidět na obrázku 4.43 vpravo pro průměr oběžného kola  $D = 310$  mm, kde je charakteristika  $\eta - Q$  vypočtená pomocí afinního vztahu velmi odlišná v porovnání s měřením. Porovnání všech charakteristik ostatních stočení oběžného kola jsou v příloze A.

# Závěr

Tato práce se věnuje stáčení oběžného kola modelového čerpadla NS222. V úvodní části práce je uveden základní popis radiálních čerpadel a jejich rozdělení. Dále jsem se věnoval kinematickým poměrům v radiálním oběžném kole čerpadla a základům hydrodynamické podobnosti. Z hydrodynamické podobnosti vychází výpočet měrných otáček, které slouží k popisu a klasifikaci hydrodynamických čerpadel. V další části jsem se věnoval problematice stočení oběžného kola čerpadla, kde jsem uvedl důvody, výhody, nevýhody, způsoby a možnosti samotného stáčení. Dále jsem popsal důsledky stočení a doporučení, kterými bychom se měli při stáčení řídit, aby bylo dosaženo spolehlivého chodu čerpadla. Na základě předešlých zpracovaných poznatků jsem odvodil afinní vztahy pro výpočet parametrů po stočení vnějšího průměru oběžného kola. Tyto afinní vztahy jsou v běžné praxi využívány pro určení velikosti stočení oběžného kola na požadované parametry, ale ve většině případů jsou nepřesné. Dále byl ověřen výpočtový vztah definovaný podle normy ISO 9906. Tento postup je prezentován jako přesnější, ale také složitější vzhledem k uvažování také střední hodnoty průměru vstupní hrany lopatky. Jako poslední byla použita metoda určení opravných exponentů vycházející ze studie prezentované v [11].

Cílem této práce bylo určení přesnějších přepočtových vztahů při stočení radiálního oběžného kola konkrétního modelového čerpadla NS222. Je uveden popis řešeného čerpadla a jeho konstrukce. Od výrobce čerpadla jsem dostal naměřené charakteristiky pro 5 různých velikostí stočení oběžného kola. Z těchto naměřených hodnot výkonových parametrů čerpadla jsem vytvořil podklady pro víceparametrickou regresi. Pomocí této regrese jsem sestavil trojrozměrný graf a následně jsem vytvořil plošný graf pomoci, kterého lze rychle odhadnout příslušný průměr stočení oběžného kola podle požadovaných parametrů. Tento způsob je ale zatížen chybou, protože čerpadlo vykazuje v průběhu charakteristiky nestabilitu, která je při proložení spojnic trendů naměřenými hodnotami vyhlazena. Následně jsem použil tři různé přístupy k přepočtu parametrů při stočení oběžného kola uvedené výše.

Po odvození výpočtových variant stočení oběžného kola jsem porovnával naměřené hodnoty s hodnotami přepočtenými pomocí základních afinních vztahu, pak podle normy ISO 9906 a nakonec podle nově vypočtených opravných exponentů. U tohoto způsobu jsem určil opravné exponenty zvlášť pro závěrné body a ostatní body charakteristiky čerpadla na základě parametrů dosahovaných při maximální účinnosti.

Při porovnání jsem zjistil, že s rostoucím stočením vnějšího průměru oběžného kola, rostou odchylky od naměřených hodnot. Tyto odchylky byly nejvýraznější u přepočtu pomocí

základních afinních vztahů odvozených z hydrodynamické podobnosti. Přesnější výsledky byly získány přepočtem pomocí vztahu (3.8) upřesněného podle normy. Nejmenší odchylky od naměřených hodnot byly dosaženy výpočtem pomocí opravných exponentů (3.10), (3.11), (3.12), (3.13), (3.14) a (3.15), jejich hodnoty lze však předpokládat jako vhodné pouze pro daný a podobný typ čerpadla.

## Seznam použité literatury

- [1] GÜLICH, Johann F. *Centrifugal pumps*. Berlin: Springer, 2010, XXXIV, 964 pages. ISBN 9783642128233
- [2] BRADA, Karel a Petr HLAVÍNEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. Vyd. 1. Brno: NOEL 2000, 2004, 195 s. ISBN 80-86020-43-6.
- [3] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: návody do cvičení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1.
- [4] Increasing the centrifugal pump performance by modifying the impeller. *Mc Nally Institute*. [online]. 5.5.2007 [cit. 2016-01-26]. Dostupné z: <http://www.mcnallyinstitute.com/12-html/12-06.html>
- [5] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1992, 747 s. Technický průvodce. ISBN 80-03-00665-1.
- [6] *Současné trendy vývoje čerpací techniky: vědecko-technická konference pořádána ke 145. založení firmy [SIGMA] : 1868-2013*. Lutín: Sigma Group, 2013. ISBN 978-80-905478-0-3.
- [7] JANALÍK, J.: *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje*. Skripta, Ostrava: VŠB-TU, FS, 2008, 189 str.
- [8] KROUZA, Václav. *Čerpadla odstředivá a jim příbuzná: celostátní učebnice*. 1. vydání. Praha: Československá akademie věd, 1956. 364 s. Spisy České matice technické.
- [9] NECHLEBA, Miroslav, Josef Hušek. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1966.
- [10] ZAVADIL, Lukáš. *Výkonové parametry modelového čerpadla NS222 v závislosti na stočení výstupu oběžného kola*. Lutín, 2015.
- [11] WEN-GUAN LI: *Impeller Trimming of an Industrial Centrifugal Viscous Oil Pump* [online]. December 2011 [citováno 2016-04-30]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/267265297\\_Impeller\\_Trimming\\_of\\_an\\_Industrial\\_Centrifugal\\_Viscous\\_Oil\\_Pump](https://www.researchgate.net/publication/267265297_Impeller_Trimming_of_an_Industrial_Centrifugal_Viscous_Oil_Pump)
- [12] KBS. *Stočení oběžného kola* [fotografie]. *KBS.com*. [online]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/blob/301422/a2def961f8fecb2ad9bb6ec5c0f4e5e7/pic-impeller-trimming1-thumbnail-data.png>. Formát: 470 x 313

# **Seznam příloh**

Příloha A – CD příloha